

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Návrh kolové části těžkého nákladního automobilu s pravou planetou

Design of a Wheel Section with a True Planet for a Heavy Truck

Student:

Bc. Lenka Uherková

Vedoucí diplomové práce:

prof. Dr. Ing. Miloš Němček

Ostrava 2010

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Lenka Uherková**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Návrh kolové části těžkého nákladního automobilu s pravou planetou**

Design of a Wheel Section with a True Planet for a Heavy Truck

Zásady pro vypracování:

Navrhnete kolovou část těžkého nákladního automobilu s redukcí v kolech. Použijte tzv. „pravou“ planetu s převodovým poměrem $u = 2,9 \pm 5 \%$ jako náhradu za současné provedení s tzv. „nepravou“ planetou s převodovým poměrem $u = 2,3$. Momentové zatížení stanovte ze strany kol. K jeho výpočtu použijte statické ztížení nápravy 15 tun. Trakční koeficient stanovte na základě podobných případů. Proveďte přehled řešení uzlů kolových částí u těžkých nákladních automobilů, zhodnoťte jejich výhody a nevýhody. V navrhovaném uzlu proveďte geometrický a pevnostní výpočet všech ozubených kol v převodu. Dále zkontrolujte všechny hřídele, čepy a ložiska.

Nakreslete – sestavu uzlu a výrobní výkresy vybraných částí.

Rozsah práce cca 60 stran.

Seznam doporučené odborné literatury:

- BOLEK, A., KOCHMAN, J. A KOL.: *Části strojů, 1. a 2. svazek. Technický průvodce* 8. SNTL Praha, 1989 a 1990.
- MORAVEC, V. *Konstrukce strojů a zařízení II. Čelní ozubená kola*. Montanex a.s., Ostrava, 2001, ISBN 80-7225-051-5.
- MORAVEC, V. *Mechanické a hydraulické převody: mechanické převody*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2006, ISBN 80-248-1057-3.
- NĚMČEK, M. *Vybrané problémy geometrie čelních ozubených kol*. Montanex a.s. Ostrava, 2003, ISBN 80-7225-111-2.
- ČSN 01 4686 *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*.

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracovala samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedla jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byla jsem seznámena s tím, že na moji diplomovou práci se vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:.....

.....

plné jméno studenta

Bc. Lenka Uherková
Na Kopečku 956
Polanka nad Odrou
725 25

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Uherková, L. *Návrh kolové části těžkého nákladního automobilu s pravou planetou.*

Ostrava: Katedra částí a mechanismů strojů, Fakulta strojní

VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2010, 60 s.

Diplomová práce, vedoucí prof. Dr. Ing. Němček, M.

Diplomová práce se zabývá řešením kolové části zadní nápravy těžkého nákladního automobilu s redukcí v kolech s použitím pravé planety.

V úvodu diplomové práce je uvedeno řešení uzlů kolových částí nákladních automobilů a jejich použití u světových automobilek. Dále je popsán rozdíl mezi pravou a nepravou planetou.

V druhé části je proveden návrh ozubení planetového soukolí v kolové redukcí a výpočet zatížení kola. V navrhovaném uzlu je proveden geometrický a pevnostní výpočet všech ozubených kol v převodu.

Třetí část práce je věnována pevnostním výpočtům důležitých součástí uzlu, jako jsou osy, ložiska, šrouby, unášec satelitů a drážkové spoje.

ANNOTATION OF THESIS

Uherková, L. *Design of a Wheel Section with a True Planet for a Heavy Truck*

Ostrava: Department of Machine Parts and Mechanisms, Faculty of Mechanical Engineering

VŠB – Technical University of Ostrava, 2010, 60 p.

Thesis, supervisor prof. Dr. Ing. Němček, M.

This thesis deals with solution of wheel selection of back-axle of heavy truck with reduction in wheel, using the true planetary gear.

The solution of nodes of wheel parts of heavy trucks and their usage by world automobile factories is introduced in the preamble. Furthermore the difference between true and false planetary gear is described here.

In the second part the concept of planetary gear in the wheel reduction and the calculation of the wheel load are made. In the engineered node a geometrical and strength calculation of all gear wheels in the gearing is made.

The third part is dedicated to the strength analyses of the important parts of the node such as axes, bearings, bolts, satellite carriers and splining connection.

OBSAH

Seznam použitého značení.....	7
1 Úvod	13
1.1 Popis diplomové práce.....	13
1.2 Cíle diplomové práce	16
2 Řešení uzlů kolových částí nákladních automobilů.....	17
2.1 Členění nápravových převodovek (kolových redukcí).....	17
2.2 Použití kolové redukce u některých typů nákladních automobilů.....	20
3 Návrh ozubení kolové redukce	23
3.1 Návrh počtu zubů.....	23
3.2 Výpočet geometrie ozubení	25
3.3 Podmínky funkčnosti planetového soukolí.....	27
3.3.1 Podmínka souososti	27
3.3.2 Podmínka smontovatelnosti.....	27
3.3.3 Kontrola kolize satelitů.....	27
4 Výpočet zatížení	29
4.1 Výpočet zatížení kola.....	29
4.2 Síly působící v ozubení.....	30
5 Pevnostní výpočet ozubení	32
5.1 Materiály ozubených kol	32
5.2 Výsledné bezpečnosti ozubených kol	33
5.3 Výsledné parametry soukolí	34
6 Popis řešení nově navrhnutého uzlu kolové redukce.....	35
7 Pevnostní kontrola kritických součástí	37
7.1 Osa satelitu.....	37
7.1.1 Statická kontrola na ohyb	39
7.1.2 Kontrola osy satelitu metodou konečných prvků	39
7.1.3 Únavová kontrola na ohyb a smyk	41
7.1.4 Kontrola na otlačení.....	43
7.2 Spojovací šrouby.....	43
7.2.1 Síly ve spoji	45
7.2.2 Deformace částí spoje při předpětí	47
7.3 Výpočet ložiska.....	47
7.3.1 Statická kontrola jehlového ložiska	48

7.3.2	Statická kontrola samostatných jehel.....	48
7.3.3	Kontrola naklopení osy v místě ložisek.....	49
7.4	Unášec satelitů	50
7.5	Evolventní drážkování	52
8	Závěr	56
9	Seznam použité literatury	57

SEZNAM POUŽITÉHO OZNAČENÍ

a	délkový rozměr	[mm]
a_{1S}	osová vzdálenost mezi centrálním kolem a satelitem	[mm]
a_w	osová vzdálenost pracovní	[mm]
b	společná šířka zubů	[mm]
b_S	šířka zubů satelitu	[mm]
c^*	poměrná hlavová vůle	[-]
c	délkový rozměr	[mm]
c_p	konstanta tuhosti přírub	[N · mm ⁻¹]
c_s	konstanta tuhosti šroubu	[N · mm ⁻¹]
d	jmenovitý průměr závitu šroubu	[mm]
d_3	průměr jádra šroubu	[mm]
d_a	hlavový průměr	[mm]
d_{a1}	hlavový průměr centrálního kola	[mm]
d_{a2}	hlavový průměr korunového kola	[mm]
d_{as}	hlavový průměr satelitu	[mm]
d_{os}	průměr díry v ose	[mm]
d_{w1}	valivý průměr centrálního kola	[mm]
d_{w2}	valivý průměr korunového kola	[mm]
d_{wS}	valivý průměr satelitu	[mm]
e	délkový rozměr	[mm]
g	gravitační zrychlení	[m · s ⁻²]
h	společná výška drážkování	[mm]
h_a^*	poměrná výška hlavy	[-]
i	převodový poměr	[-]
i_{12}^U	převod. poměr s hnacím centr. kolem a hnaným korunovým kolem	[-]
i_{1U}^2	převod. poměr s hnacím centrálním kolem a hnaným unášecem	[-]
Δi_{1U}^2	odchylka převodu	[%]
i_{21}^U	převod. poměr s hnacím korunovým kolem a hnaným centr. kolem	[-]
i_{U1}^2	převodový poměr s hnacím unášecem a hnaným centrálním kolem	[-]
i_S	počet satelitů	[-]

i_s	počet šroubů	[-]
k	výška hlavy šroubu	[mm]
k_p	bezpečnost v otláčení	[-]
k_s	statická bezpečnost v ohybu	[-]
k_{∞}	dynamická bezpečnost v ohybu	[-]
k_{τ}	dynamická bezpečnost ve smyku	[-]
l	činná délka drážkování	[mm]
l_1	délka dříku šroubu	[mm]
l_2	délka dříku šroubu bez závitu	[mm]
l_p	délka sevřených částí	[mm]
Δl_p	deformace přírub	[mm]
Δl_s	deformace šroubu	[mm]
m	modul	[mm]
m_g	hmotnost zátěže na jedno kolo	[kg]
m_n	normální modul	[mm]
p	měrný tlak	[MPa]
p_1	působící tlak ve spoji	[MPa]
p_{DOV}	dovolený měrný tlak	[MPa]
q	spojité zatížení	[N · mm ⁻¹]
q_F	exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb	[-]
q_H	exponent Wöhlerovy křivky pro dotyk	[-]
r_1	poloměr centrálního kola	[mm]
r_2	poloměr korunového kola	[mm]
r_U	poloměr unášeče	[mm]
s_o	statická bezpečnost ložiska	[-]
v	měrné skluzu	[-]
v_{1S}	obvodová rychlost centrálního kola a satelitu	[m · s ⁻¹]
v_{2S}	obvodová rychlost korunového kola a satelitu	[m · s ⁻¹]
v_U	obvodová rychlost na unášeči	[m · s ⁻¹]
x_i	délkový rozměr	[mm]
x_1	jednotková korekce centrálního kola	[-]
x_2	jednotková korekce korunového kola	[-]

x_s	jednotková korekce satelitu	[-]
y_i	délkový rozměr	[mm]
y_{max}	maximální deformace	[mm]
z	počet zubů	[-]
z_1	počet zubů centrálního kola	[-]
z_2	počet zubů korunového kola	[-]
z_s	počet zubů satelitu	[-]
C_o	základní statická únosnost ložiska	[kN]
D	jmenovitý průměr	[mm]
D_0	průměr díry pro šroub	[mm]
D_3	vnější průměr Rötischerova pouzdra	[mm]
D_{a1}	hlavový průměr hřídele	[mm]
D_{a2}	hlavový průměr náboje	[mm]
D_{os}	průměr osy	[mm]
D_{podl}	vnější průměr podložky	[mm]
D_s	střední průměr drážkování	[mm]
D_w	průměr jehly	[mm]
E	modul pružnosti materiálu	[MPa]
F	provozní síla	[N]
F_1	zatěžující síla na jeden zub	[N]
F_{MAX}	maximální provozní síla ve spoji	[N]
F_O	předepínací síla	[N]
$F_{O MAX}$	maximální předepínací síla ve spoji	[N]
F_p	zbytkové předpětí	[N]
ΔF_p	složka síly v přírubách od provozní síly	[N]
F_r	radiální síla v ložisku	[N]
F_s	výsledná síla od unášeče	[N]
ΔF_s	složka síly ve šroubu od provozní síly	[N]
$F_{S MAX}$	maximální působící síla na šroub	[N]
F_t	tečná síla	[N]
F_{t1}	tečná síla působící mezi satelitem a centrálním kolem	[N]
F_{t2}	tečná síla působící mezi satelitem a korunovým kolem	[N]

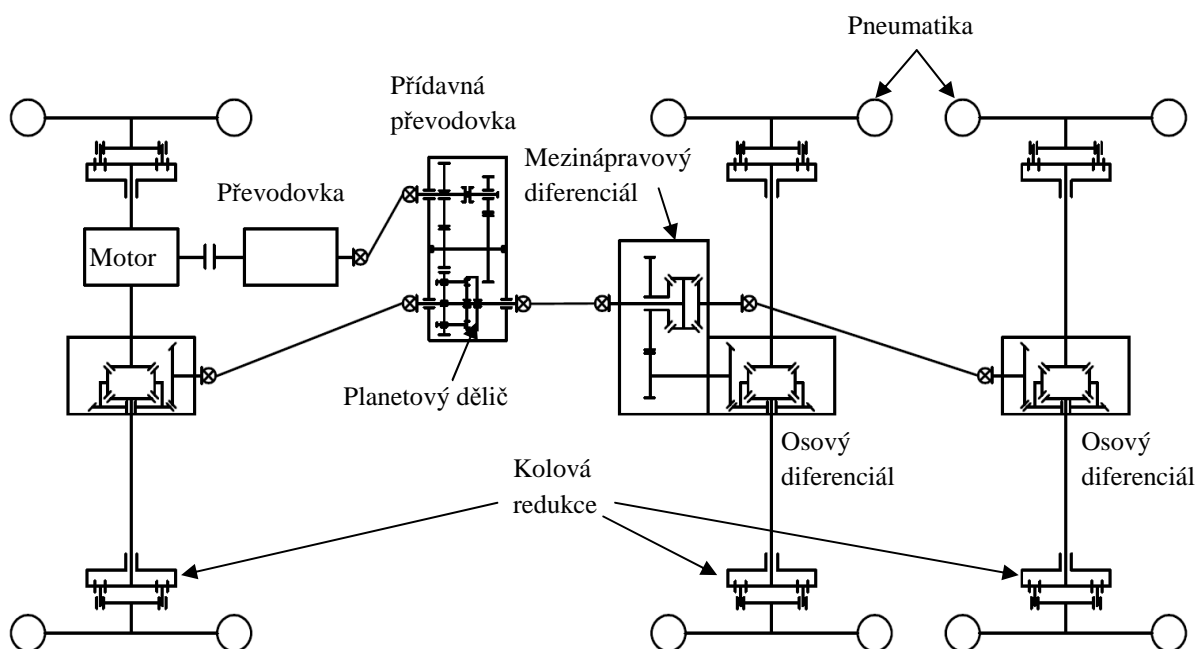
J_{HV}	tvrdost materiálu v jádře	[HV]
$K_{H\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti rozložení zatížení po šířce	[-]
M_K	zatěžný moment	[N · m]
M_{K1}	krouticí moment na centrálním kole	[N · m]
M_{K2}	krouticí moment na korunovém kole	[N · m]
M_{Kp}	max. krouticí moment na dynamickém poloměru pneumatiky	[N · m]
M_{KS}	krouticí moment na satelitu	[N · m]
M_{OA}	reakční moment v bodě A	[N · mm]
M_{OB}	reakční moment v bodě B	[N · mm]
M_{OC}	ohybový moment	[N · mm]
N	zatěžující síla na jedno kolo	[N]
P_h	stoupání závitu šroubu	[mm]
P_o	ekvivalentní statické zatížení	[N]
R_A	reakce v podpěře A	[N]
R_B	reakce v podpěře B	[N]
R_{DYN}	dynamický poloměr pneumatiky	[m]
R_e	mez kluzu materiálu	[MPa]
R_m	mez pevnosti materiálu	[MPa]
S_F	bezpečnost v ohybu	[-]
S_H	bezpečnost v dotyku	[-]
T	tečná síla vyvozená adhezí	[N]
T_A	posouvající síla v bodě A	[N]
T_B	posouvající síla v bodě B	[N]
V_{HV}	tvrdost povrchu (boku) zubu	[-]
W_o	průřezový modul v ohybu	[mm ³]
Y_A	součinitel střídavého zatížení zubů	[-]
Z	počet jehel	[-]
α_n	úhel profilu	[°]
α_{tW}	úhel záběru čelní	[°]
β	sklon zubu roztečný	[°]
$\beta_{\sigma o}$	vrubový součinitel při ohybovém namáhání	[-]
β_τ	vrubový součinitel při tečném namáhání	[-]

β_k	součinitel přídavného krutu	[-]
ε_α	součinitel trvání záběru	[-]
ε_{vo}	součinitel velikosti součásti při ohybovém namáhání	[-]
$\varepsilon_{v\tau}$	součinitel velikosti součásti při tečném namáhání	[-]
φ	součinitele adheze	[-]
φ_p	úhel konstanty tuhosti přírub	[°]
φ_s	úhel konstanty tuhosti šroubu	[°]
γ	úhel naklopení	[°]
η_C	celková účinnost	[-]
η_{po}	součinitel jakosti povrchu při ohybovém namáhání	[-]
$\eta_{p\tau}$	součinitel jakosti povrchu při tečném namáhání	[-]
ν	Poissonovo číslo	[-]
ρ_f^*	poměrný radius paty	[-]
ω_1	úhlová rychlost centrálního kola	[s ⁻¹]
ω_2	úhlová rychlost na korunovém kole	[s ⁻¹]
ω_U	úhlová rychlost unášече	[s ⁻¹]
δ	úhel mezi satelity	[°]
σ_{DOVt}	dovolené napětí v tahu	[MPa]
σ_{FE}	mez únavy v ohybu	[MPa]
$\sigma_{F \lim b}^0$	mez únavy v ohybu odpovídající bázevému počtu zátěž. cyklů	[MPa]
$\sigma_{H \lim b}^0$	mez únavy v dotyku odpovídající bázevému počtu zátěž. cyklů	[MPa]
σ_{\max}	maximální napětí	[MPa]
σ_o	ohybové napětí	[MPa]
σ_{co}	mez únavy v ohybu hladkého vzorku	[MPa]
σ_{co}^*	únavová mez pevnosti v ohybu pro reálnou součást	[MPa]
σ_t	napětí v tahu	[MPa]
τ	smykové napětí	[MPa]
τ_{MAX}	maximální smykové napětí	[MPa]
τ_c	mez únavy ve smyku	[MPa]
τ_c^*	únavová mez pevnosti ve smyku	[MPa]
ψ_p	součinitel minimální síly v sevřených částech	[-]

1 Úvod

U těžkých nákladních automobilů se používají nápravové převodovky, tzv. kolové redukce, které jsou uloženy přímo na hnané nápravě vozidla v hlavách kol. Umístění kolové redukce na nákladním automobilu je patrné ze schématu na obr. 1.1.

Tyto redukce kol jsou využívány hlavně pro zvýšení výsledného točivého momentu přenášeného na kolo a tím současně snižují zatížení celého převodového ústrojí. V některých případech slouží kolové redukce ke zvýšení světlé výšky nápravy, z toho důvodu má vozidlo lepší průchodnost terénem. Podrobnější popis kolové redukce a jejich rozdělení je vysvětleno v následujících kapitolách.



Obr. 1.1 Schéma nákladního automobilu s pohonem 6x6

1.1 Popis diplomové práce

Předmětem mé diplomové práce je návrh kolové části zadní nápravy těžkého nákladního automobilu s redukcí v kolech. V tomto řešení bude použita pravá planeta jako náhrada za současné provedení s tzv. nepravou planetou. Rozdíl v těchto dvou provedeních je vysvětlen v další části kapitoly. Jádrem diplomové práce bude hlavně v novém konstrukčním řešení redukce v kolech pomocí planetového převodu. V tomto nově navrhovaném uzlu bude provedena kontrola jak pevnostní, tak geometrická všech ozubených kol v převodu a následně zkontrolovány jednotlivé kritické součásti, jako jsou osy, šrouby, ložiska, unášec satelitů a drážkové spoje.

Zadání této diplomové práce je od firmy TATRA, a.s., která se řadí mezi nejstarší automobilky světa.

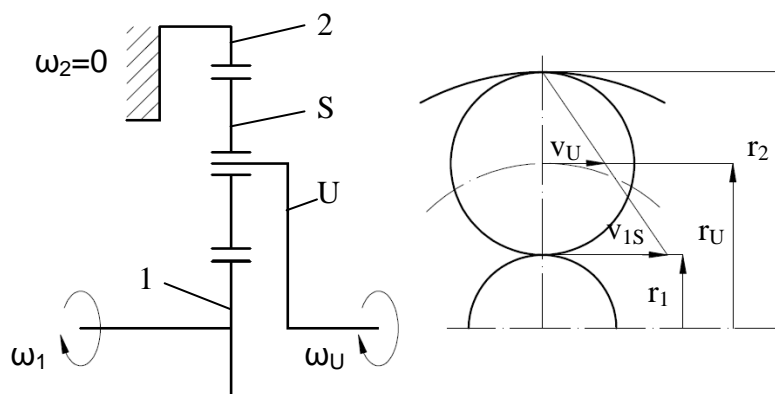
Vstupní hodnoty:

- statické zatížení nápravy 15 tun
- převodový poměr kolové redukce $i = 2,9 \pm 5\%$ s použitím pravé planety

V současné době se používá pro kolovou redukci u těžkého nákladního automobilu značky TATRA tzv. nepravá planeta s převodovým poměrem $i = 2,3$. V této diplomové práci má být navrženo konstrukční řešení s pravou planetou s vyšším stupněm redukce. Tyto dvě planety se od sebe liší použitím jiných brzděných prvků a tím i výpočtem převodu, momentů, otáček a jejich smyslu.

Pravá planeta

Tento typ planety je nejužívanější. Dosahuje se jím největší převod. Nemění se smysl otáčení na vstupu a výstupu. Celková účinnost je vysoká, pohybuje se v rozmezí $\eta_c \cong 0,96 \div 0,97$.



Obr. 1.2 Planeta s blokovaným korunovým kolem

Schéma převodu:

- hnací centrální kolo (1) – vstup
- hnáný unášec (U) - výstup
- blokované korunové kolo (2)
- satelity (S)

Obvodové rychlosti:

$$v_{1S} = r_1 \cdot \omega_1 \quad (1.1)$$

$$v_U = r_U \cdot \omega_U = \frac{v_{1S}}{2} = \frac{r_1 \cdot \omega_1}{2} \quad (1.2)$$

Převodový poměr:

- planeta jako reduktor

$$i_{1U}^2 = \frac{\omega_1}{\omega_U} = 2 \cdot \frac{r_U}{r_1} = 2 \cdot \frac{\frac{r_1 + |r_2|}{2}}{r_1} = \frac{r_1 + |r_2|}{r_1} = 1 + \frac{|r_2|}{r_1} = 1 + \frac{|z_2|}{z_1} \quad (1.3)$$

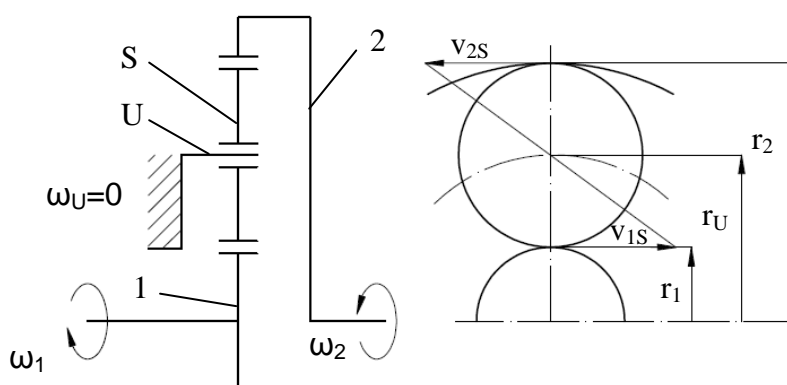
- planeta jako rychloběh

$$i_{U1}^2 = \frac{1}{i_{1U}^2} = \frac{1}{1 + \frac{|z_2|}{z_1}} \quad (1.4)$$

Označení převodu planety i_{AB}^C A- hnací člen, B- hnaný člen, C- blokový člen

Nepřavá planeta

Tento typ planetového převodu má blokový unášec, takže se převrací smysl otáčení hnacího a hnaného členu. Při blokování unášeče se budou satelity otáčet jen okolo vlastní osy. Celková účinnost je horší a pohybuje se v rozmezí $\eta_c \cong 0,94 \div 0,95$.



Obr. 1.3 Planeta s brzděným unáščem

Schéma převodu:

- hnací centrální kolo (1) – vstup
- hnané korunové kolo (2) - výstup
- blokový unášec (U)
- satelity (S)

Obvodové rychlosti:

$$v_{1S} = v_{2S} \quad (1.5)$$

$$v_{1S} = r_1 \cdot \omega_1 \quad (1.6)$$

$$v_{2S} = -|r_2| \cdot \omega_2 \quad (1.7)$$

Převodový poměr:

- planeta jako reduktor

$$i_{12}^U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{-|r_2|}{r_1} = -\frac{|z_2|}{z_1} \quad (1.8)$$

- planeta jako rychloběh

$$i_{21}^U = -\frac{z_1}{|z_2|} \quad (1.9)$$

1.2 Cíle diplomové práce

Hlavním cílem práce je konstrukční řešení uzlu kolové části, kde na základě stávajícího řešení zadní nápravy nákladního automobilu s použitím nepravé planety, má být navržnuta kolová redukce s řešením s pravou planetou a s vyšším redukčním převodem.

Vlastní cíle práce:

- vysvětlit funkci kolové redukce a rozdíl mezi pravou a nepravou planetou
- provést rešerši provedení těchto kolových redukcí u světových automobilek
- navrhnout novou planetovou převodovku pro dané parametry
- provést konstrukční řešení celého kolového uzlu s touto novou redukcí
- navrhnout a zkontrolovat všechny důležité součásti uzlu

2 Řešení uzlů kolových částí nákladních automobilů

Smyslem použití kolové redukce je zvýšení výsledného točivého momentu přenášeného na kolo a snížení zatížení celého převodového ústrojí. Vlastní převodové ústrojí (převodovka, rozvodovky, diferenciály, spojovací hřídele a poloosy) tak pracuje s menším točivým momentem při vyšších otáčkách, takže nemusí být tak mohutně dimenzovány a jsou proto lehčí a menší. Vysoké otáčky jsou pak v reduktoru sníženy při znásobení točivého momentu.

Kolová redukce je zejména používána u nákladních automobilů, traktorů, stavebních strojů a podobně. Jelikož redukce jsou cenově nákladné, tak se objevují hlavně v těchto vozidlech. U osobních automobilů by nebyly ekonomicky výhodné.

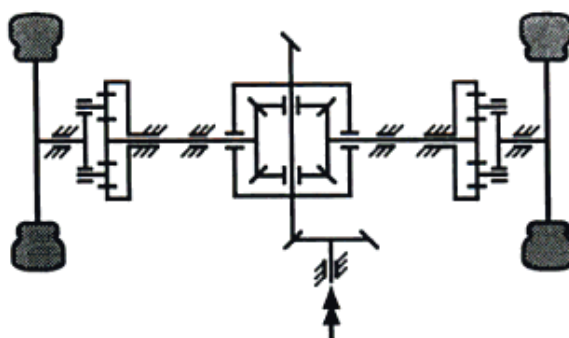
2.1 Členění nápravových převodovek (kolových redukcí)

Nápravové převodovky se rozdělují zejména podle uložení polohy osy nápravy a kola.

Nápravové převodovky se sousým přenosem

Tyto převodovky se používají pouze pro zvýšení krouticího momentu (snížení otáček) na nápravě. Převodovka leží na jedné ose jako kolo, což je patrné na obr. 2.2. Nejčastější provedení redukce je formou planetového převodu v náboji kola.

Použití nápravové převodovky se sousým přenosem je například u vozů značky TATRA, Man, Scania a dalších.



Obr. 2.1 Schéma převodu se sousým přenosem

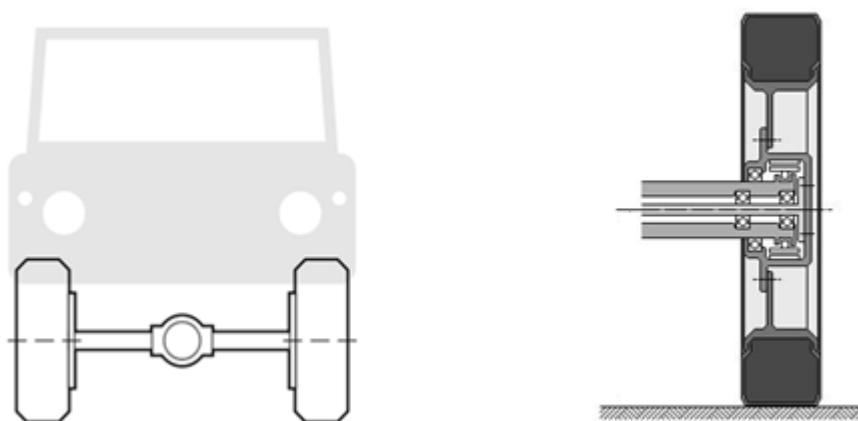
Použití planetové převodovky má řadu výhod:

- schopnost přenosu velkých výkonů,
- velké převodové poměry,

- malé rozměry,
- malé hmotnosti,
- maximální využití prostoru převodovky.

Mezi nevýhody se řadí:

- vyšší nároky na přesnost výroby i montáže,
- náročnější konstrukční řešení.

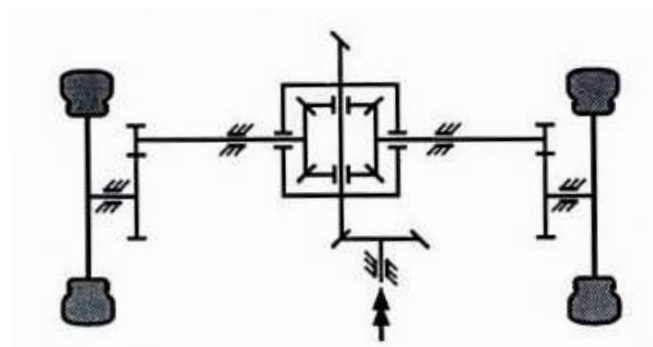


Obr. 2.2 Znázornění polohy osy nápravy s pneumatikou (s planetou)

Nápravové převodovky s rozdílnou polohou os

Rovněž se používají ke zvýšení krouticího momentu na nápravě, ale dalším cílem je zvýšit vzdálenost mezi nápravou a terénem pro lepší průchodnost vozidla. Typickým představitelem je tzv. portálová náprava. Reduktor zvedá světlou výšku nápravy, což znamená, že hnací nápravy jsou nad středem kola a je tedy rozdílná s osou kola (viz obr. 2.5), za použití stejných rozměrů pneumatik.

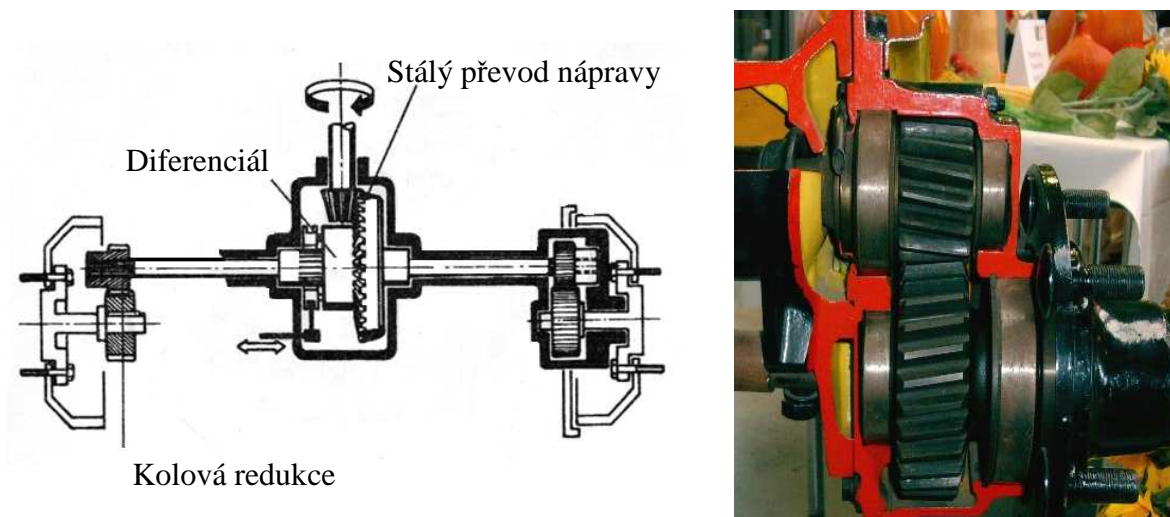
Žádoucí je proto u terénních vozidel a speciálů, např. Praga V3S, Mercedes Unimog, TATRA 810, aj.



Obr. 2.3 Schéma převodu s rozdílnou polohou os

Výsledkem použití portálové nápravy je vysoká světlá výška a současně zachované nízké těžiště. Tyto nákladní automobily jsou stavěny pro překážky až půlmetru vysoké, které mohou bez potíží překonat.

U portálové nápravy je použito v kolové redukci převodu pomocí čelních ozubených kol se šikmým ozubením viz obr. 2.4.



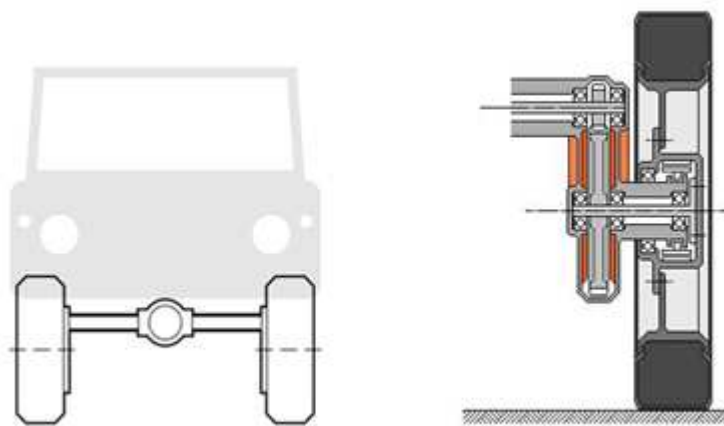
Obr. 2.4 Kolová redukce s použitím čelních ozubených kol

U použití ozubení se šikmými zuby jsou tyto výhody:

- pozvolný vstup do a výstup ze záběru,
- tím pádem nedochází k dynamickým účinkům,
- nižší vibrace a hluk,
- podstatně větší součinitel trvání záběru ε_γ ,
- tužší zuby,
- nižší hodnota minimálního počtu zubů,
- můžeme upravit osovou vzdálenost kol změnou sklonu zubů β ,
- můžeme zuby korigovat změnou sklonu zubů β .

Mezi nevýhody se řadí:

- axiální síla v ozubení,
- kola jsou citlivá na axiální montáž.



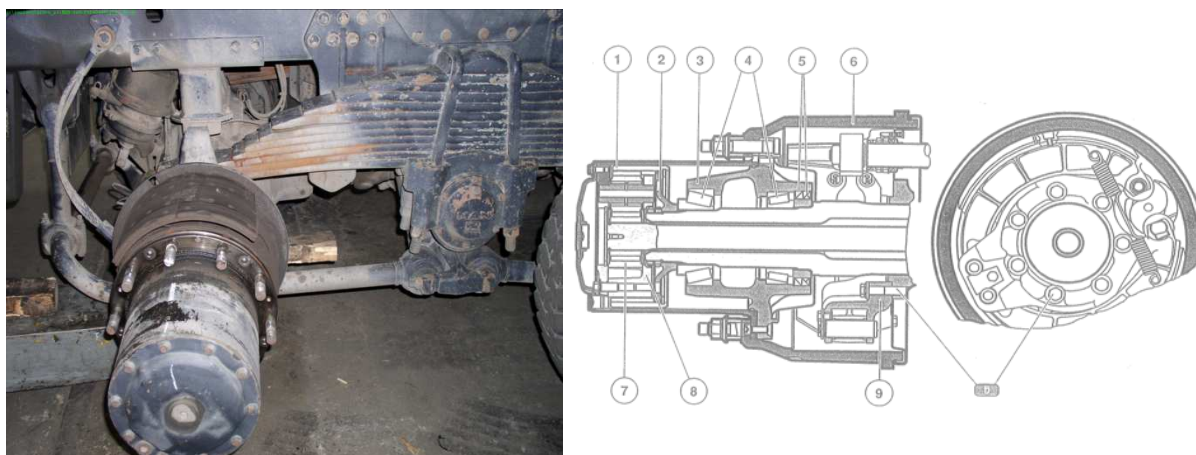
Obr. 2.5 Znázornění polohy osy nápravy s pneumatikou (s portálem)

2.2 Použití kolové redukce u některých typů nákladních automobilů

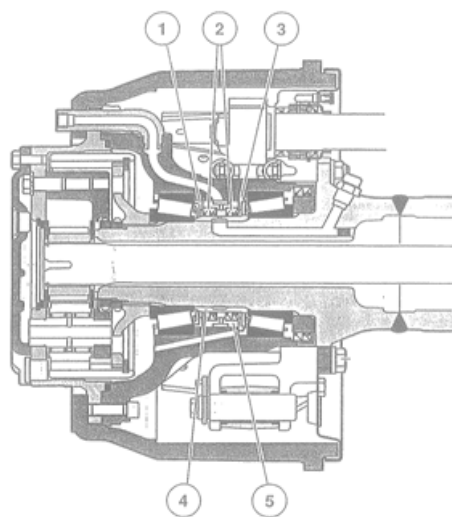
Man

Výrobce nákladních vozidel značky Man je jedním z vedoucích producentů užitkových vozidel a poskytovatelem dopravních řešení ve světovém měřítku.auta jsou určena zejména pro těžkou místní a distribuční dopravu, pro použití na stavbách, v komunální dopravě nebo jako specialista na zvláštní přepravní úkoly.

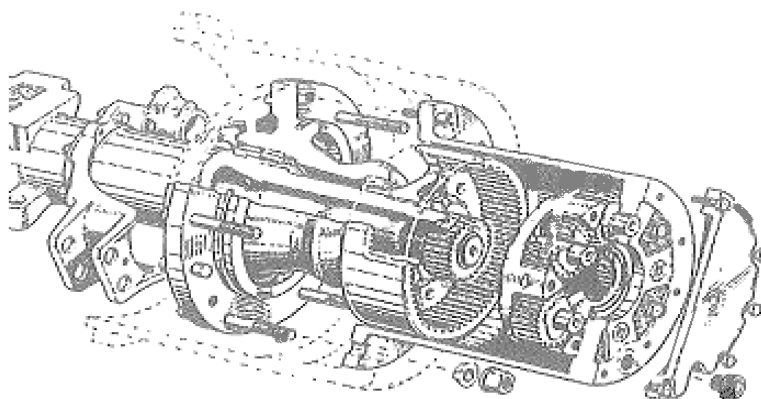
U těchto značek automobilů je použita kolová redukce pomocí planetového převodu. Na obr. 2.6 a obr. 2.7 je pohled na zadní a přední nápravu vozidla Man s pohonem 8x8 s použitím pravé planety. Na obrázcích je také znázorněn jeho konstrukční řez kolovou redukcí.



Obr. 2.6 Kolová redukce na zadní nápravě vozidla Man



Obr. 2.7 Kolová redukce na přední nápravě vozidla Man

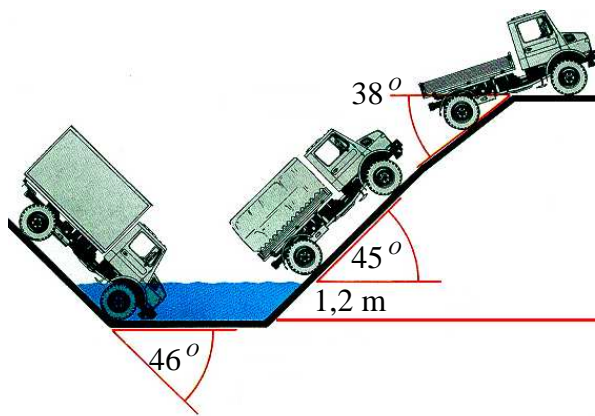


Obr. 2.8 Montážní schéma kolové redukce zadní nápravy vozidla Man 8x8

Mercedes-Benz

Firma Mercedes-Benz (nyní je součástí DaimlerChrysler AG) vyrábí celou škálu osobních automobilů, univerzálních lehkých nákladních vozidel s označením Unimog, tahačů a autobusů. Pojmenování vozidla Mercedes Unimog je dáno zkratkou z německého **Universal-Motor-Gerät**, což v překladu znamená univerzální motorový stroj.

U těchto nákladních automobilů se používá portálová náprava pro zvýšení světlé výšky nápravy a lepší průchodnosti terénem, jak je patrné z obr. 2.9. Tyto nákladní automobily mohou mít úhel nájezdu vozidla vpřed až 46° a při couvání zadní úhel nájezdu až 51° . Mohou se brodit ve vodě v hloubce 1,2 metrů. Dalším parametrem vozidla je, že dokážou překonat 100% stoupání terénu, což odpovídá naklonění terénu 45° . Také zvládnou projet průjezdovou překážku na horizontu s 38° .

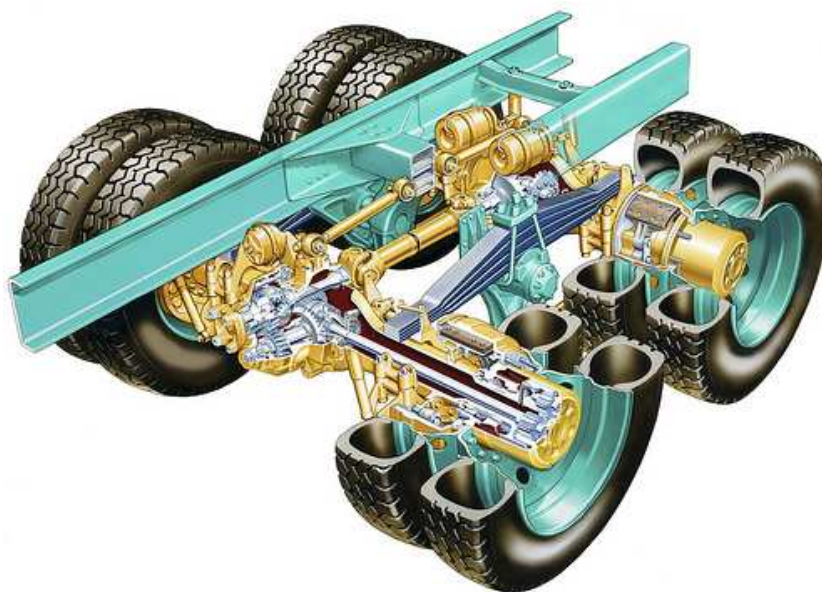


Obr. 2.9 Mercedes Unimog S404 a jeho průjezdnost terénem

Scania

Scania je jedním z předních výrobců a dodavatelů těžkých nákladních vozidel, autobusů a autokarů.

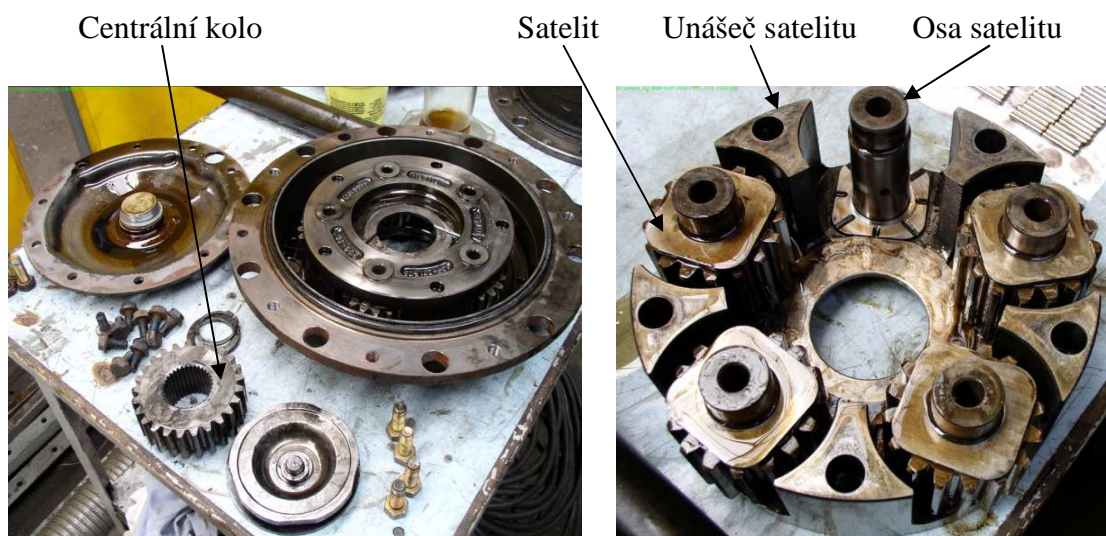
Tato automobilka představila novou generaci zadních náprav s kolovou redukcí s použitím planetového převodu, které se vyznačují vyšší světlou výškou a významnými úsporami hmotnosti. Nové nápravy s kolovou redukcí jsou provedeny ve dvou variantách. Lehčí s označením RBP735+RP735 pro maximální technické zatížení 21 tun a těžší RBP835+RP835 pro 30 tun. Nová řada náprav s kolovou redukcí je založena na modulární konstrukci, která snižuje celkový počet potřebných dílů. Nová konstrukce má jeden integrovaný mazací systém pro celou nápravu, včetně redukčního převodu v kolech.



Obr. 2.10 Náprava nákladního automobilu Scania s řezem v kolové redukcí

3 Návrh ozubení kolové redukce

Tato kapitola se zabývá návrhem ozubení planetového převodu v kolové redukci. Některé díly kolového uzlu nápravy použité v tomto planetovém soukolí jsou vyfoceny na obr. 3.1. Pro následnou konstrukci je důležité si nejprve stanovit počty zubů soukolí. Po předběžném návrhu se provede geometrický výpočet parametrů jednotlivých ozubení a na závěr této kapitoly se zkontrolují podmínky funkčnosti celého planetového převodu.



Obr. 3.1 Díly kolové redukce přední nápravy

3.1 Návrh počtu zubů

Výchozím bodem při návrhu počtu zubů a rozměrů ozubení jsou zástavbové rozměry kolové redukce poskytnuté firmou TATRA, a.s.. Proto v těchto rozměrech je hledáno takové řešení, které by odpovídalo konstrukčním podmínkám. U planetového soukolí s několika satelity vedle sebe, nelze volit počty zubů jednotlivých kol libovolně, ale s ohledem na možnosti montáže. Všechna omezení, kterým je třeba při volbě počtu zubů ozubených kol vyhovět, se musí prověřit.

Při návrhu vhodného počtu zubů planetového převodu byl použit program „Planeta“. Do tohoto programu nejprve musely být zadané vstupní parametry planetového soukolí, které jsou uvedeny v tabulce 3.1.

Tab. 3.1 Vstupní parametry pro program „Planeta“

Schéma převodu			1→U (2)
Modul	m_n	[mm]	4
Počet satelitů	i_s	[-]	5
Převodový poměr	i_{1U}^2	[-]	2.9
Odchylka převodu	Δi_{1U}^2	[%]	± 5

V této diplomové práci je použita pravá planeta, což muselo být zahrnuto do vstupní hodnoty schématu převodu v programu „Planeta“. Při volbě počtu satelitů bylo snahou použít co největší počet. Počet zubů satelitu musel být z rozměrových důvodů co nejmenší.

```

Zadej vstupní parametry planetové převodovky :

Schéma převodu          1-->U <2>
Celkový převod u        [-] 2.9000      1+z2/z1      [>2]
Odchylka přev. du +,-   [%] 5.0000
Počet satelitu i         [-] 5
Počet zubu z1 min.      [-] 30
Počet zubu z1 max.      [-] 32
Počet zubu zs min.      [-] 12
Počet zubu zs max.      [-] 14
Počet zubu z2 max.      [-] 60      - zadej kladné
Normální modul mn       [mm] 4.0000
Sklon zubu roztečný β   [°] 0.0000
Korekce planety x1       [-] 0.00000      - korekce centrálního kola
Korekce satelitu xs      [-] 0.00000
Min.korek.vence x2min   [-] -5.0000

                                U - start výpočtu  Esc - zpet

```

Obr. 3.2 Kopie programu „Planeta“ se vstupními hodnotami

Tento program „Planeta“ vyhodnotil různé varianty počtu zubů, které jsou zobrazeny na obr. 3.3, přičemž byla vybrána varianta zobrazená v tabulce 3.2 pro další výpočet a kontrolu.

```

                                NÁVRH POČTU ZUBU PLANETOVÉ PŘEVODOVKY

Zadáno : celkový převod u=2.9000      počet satelitu i=5      x1=0.00000      xs=0.00000
          delta u=5.0000[%]      mn=4.0000[mm]      β=0.0000[°]      Typ - 1-->U <2>

Vypočteno :
z1= 30      zs= 12      z2= 55      x2= 0.45190      d.= -2.299 %      41.86[mm]
z1= 30      zs= 13      z2= 55      x2= -0.54162      d.= -2.299 %      40.19[mm]
z1= 30      zs= 14      z2= 55      x2= -1.83758      d.= -2.299 %      38.52[mm]
z1= 31      zs= 14      z2= 59      x2= -0.00000      d.= 0.111 %      40.85[mm]
z1= 32      zs= 13      z2= 58      x2= -0.00000      d.= -3.017 %      44.85[mm]
z1= 32      zs= 14      z2= 58      x2= -1.14963      d.= -3.017 %      43.18[mm]
Konec výpočtu - nalezeno 6 řešení

                                Esc - zpet

```

Obr. 3.3 Kopie programu „Planeta“ s návrhem počtu zubů

Tab. 3.2 Počty zubů soukolí

Centrální kolo	z_I	[-]	30
Satelit	z_S	[-]	12
Korunové kolo	z_2	[-]	-55

Vypočtený převodový poměr

$$i_{IU}^2 = 1 + \frac{|z_2|}{z_1} = 1 + \frac{|-55|}{30} = 2,833 \text{ [-]}$$

Tento vypočtený převodový poměr, kde planeta slouží jako reduktor, má odchylku - 2,299 % a tudíž vyhovuje zadání s podmínkou odchylky převodu $\Delta i_{IU}^2 \pm 5\%$.

3.2 Výpočet geometrie ozubení

Při vlastním návrhu bylo použito soukolí obecně korigované, což značně ztížilo vlastní výpočet, ale bylo to nutné, protože satelit s 12 zuby se musí korigovat kladně pro odstranění podřezání zubů.

Nejprve byl proveden výpočet vnějšího ozubení pro centrální kolo a satelit a následně pro vnitřní ozubení korunového kola a satelitu. Tyto výpočty byly provedeny v programu „Geometrie“, do kterého musely být zadány vstupní parametry. Tyto parametry jsou uvedené v tabulkách 3.4 a 3.5. V obou výpočtech ozubení je brán jako pastorek satelit, jelikož má menší počet zubů. Všechna ozubená kola mají přímé zuby a tudíž sklon zubů β je nula. Ve výpočtu není použit základní profil ozubení, který je normalizován podle ČSN 01 4607(8) ($h_a^* = 1$ [-], $h_f^* = 1,25$ [-], $\rho_f^* = 0,38$ [-], $\alpha_n = 20$ [$^\circ$]), z důvodu sériových nástrojů, které firma TATRA a.s. používá pro výrobu těchto ozubených kol v kolové redukci. Parametry profilu jsou uvedeny v tab. 3.3.

Tab. 3.3 Parametry profilu zubu

			Centrální kolo z_I	Satelit z_S	Korunové kolo z_2
Poměrná výška hlavy	h_a^*	[-]	1		
Poměrná hlavová vůle	c^*	[-]	0,25		
Poměrný radius paty	ρ_f^*	[-]	0,31788	0,31788	0
Úhel profilu	α_n	[$^\circ$]	25		

Při výpočtech geometrie ozubení a při zadávání vstupních parametrů je nutno dodržet následující podmínky:

- obě soukolí (vnější i vnitřní) musí mít stejnou osovou vzdálenost a doladěnou na celé číslo,
- hlavové průměry všech ozubených kol zaokrouhlit na jedno desetinné místo,
- dodržení stejných parametrů satelitu (počet zubů, hlavový průměr a korekce), jak pro vnější tak vnitřní soukolí,
- u vnitřního soukolí zadávat u kola záporný počet zubů, stejně jako hlavový průměr korunového kola a osovou vzdálenost, jelikož se jedná o vnitřní ozubení.

Tab. 3.4 Vstupní parametry do programu „Geometrie“ pro vnější soukolí

			Centrální kolo z_1	Satelit z_s
Normální modul	m_n	[mm]	4	
Počet zubů	z	[-]	30	12
Sklon zubů roztečný	β	[°]	0	
Společná šířka zubů	b	[mm]	43	
Hlavový průměr	d_a	[mm]	128,200	59,000
Osová vzdálenost pracovní	a_w	[mm]	86	
Jednotková korekce	x	[-]	0,06603	0,45983

Tab. 3.5 Vstupní parametry do programu „Geometrie“ pro vnitřní soukolí

			Satelit z_s	Korunové kolo z_2
Normální modul	m_n	[mm]	4	
Počet zubů	z	[-]	12	-55
Sklon zubů roztečný	β	[°]	0	
Společná šířka zubů	b	[mm]	43	
Hlavový průměr	d_a	[mm]	59,000	-216,000
Osová vzdálenost pracovní	a_w	[mm]	-86	
Jednotková korekce	x	[-]	0,45983	-0,45983

Pomocí programu „Geometrie“ byly získány parametry soukolí a podrobné výpisy pro vnějšího i vnitřního ozubení potřebné pro další výpočet jsou uvedeny v příloze č. 1 a č. 2.

3.3 Podmínky funkčnosti planetového soukolí

U planetového soukolí je nutno dodržet tři základní podmínky, jinak soukolí nebude funkční a ani nepůjde smontovat.

3.3.1 Podmínka souososti

Tato podmínka vyplývá ze souososti centrálního kola, unášeče planetového soukolí a korekcemi kola. Musí tedy platit, že osově vzdálenosti záběru centrálního kola – satelitu a satelitu- korunového kola se musí rovnat. Jelikož je toto soukolí obecně korigované V, tak ve výpočtu figurují skutečné pracovní osově vzdálenosti.

$$\begin{aligned} (z_1 + z_s) \cdot \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_{tWS1}} &= (|z_2| - z_s) \cdot \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_{tWS2}} & (3.1) \\ (30 + 12) \cdot \frac{\cos 25^\circ}{\cos 27,72006^\circ} &= (|-55| - 12) \cdot \frac{\cos 25^\circ}{\cos 25^\circ} \\ 43,000 &= 43,000 [-] \Rightarrow \text{vyhovuje} \end{aligned}$$

Úhly záběru čelní α_{tWS1} a α_{tWS2} viz přílohy č. 1 a č. 2.

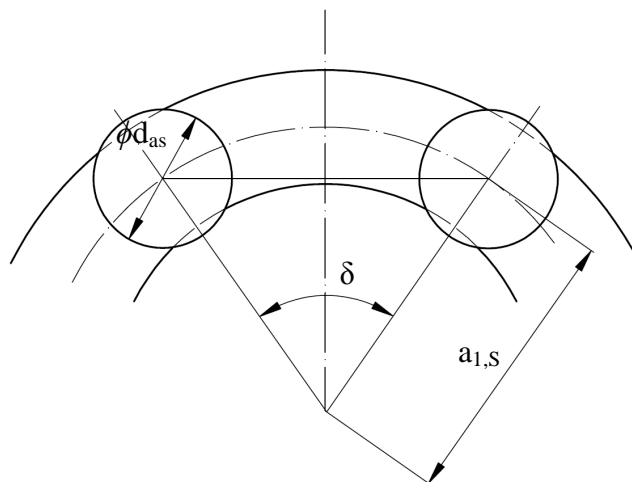
3.3.2 Podmínka smontovatelnosti

U podmínky smontovatelnosti pro pravidelně rozdělené satelity po obvodě unášeče musí platit, že počet zubů korunového kola a centrálního kola musí být dělitelný počtem satelitů.

$$\begin{aligned} \frac{z_1 + |z_2|}{i_s} &= \text{celé číslo} & (3.2) \\ \frac{30 + |-55|}{5} &= 17 [-] \Rightarrow \text{vyhovuje} \end{aligned}$$

3.3.3 Kontrola kolize satelitů

Vyjadřuje se jí skutečnost, že nesmí dojít ke kolizi zubů satelitů. Podle obr. 3.4 musí platit vztah (3.3). Hodnoty použité do vztahu viz přílohy č. 1 a č. 2.



Obr. 3.4 Kontrola kolize satelitů

$$2 \cdot a_{1S} \cdot \sin\left(\frac{\delta}{2}\right) > d_{as} \quad (3.3)$$

$$2 \cdot 84 \cdot \sin \frac{72^\circ}{2} > 59 \Rightarrow 98,748 > 59 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Úhel mezi satelity

$$\delta = \frac{360^\circ}{i_s} = \frac{360^\circ}{5} = 72 [^\circ] \quad (3.4)$$

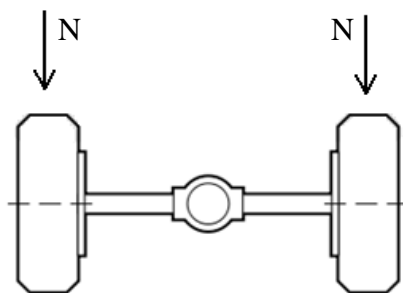
Vyšší počet satelitů už není vhodné použít z konstrukčních a pevnostních důvodů (souvisí s dimenzováním a uložením satelitů).

4 Výpočet zatížení

Tato kapitola bude zaměřena na výpočet zatížení kola těžkého nákladního automobilu a rozboru sil v navrhnutém ozubení planetového převodu potřebném pro následující pevnostní kontroly kritických součástí.

4.1 Výpočet zatížení kola

V zadání diplomové práce je daná hodnota statického zatížení na nápravu a to se rovná 15 tun. Z toho vyplývá, že zatížení na jedno kolo bude polovina z celkového zatížení, tedy $m_g = 7,5$ tuny, což je patrné z obr. 4.1.



Obr. 4.1 Zatížení nápravy

Zatěžující síla na jedno kolo

$$N = m_g \cdot g = 7500 \cdot 9,81 = 73575 \text{ [N]} \quad (4.1)$$

Pro další výpočty je nutné znát krouticí moment s adhezním omezením. Tento moment musí být schopna trakce přenést na vozovku nebo terén. Dle zadání se má momentové zatížení stanovit ze strany kol.

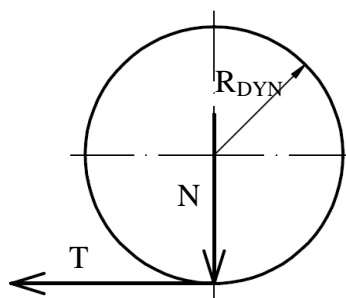
Výpočet momentu je tedy dán třecí silou T , která působí na kolo na dynamickém poloměru pneumatiky R_{DYN} . Tento silový rozbor je patrný z obr. 4.2. Hodnota součinitele adheze $\varphi = 0,8$ [-] je zvolena po konzultaci s firmou TATRA a. s. s ohledem na to, že se jedná o terénní vozidlo. Dynamický poloměr pneumatiky $R_{DYN} = 0,594$ metru byl rovněž stanoven na základě konzultace se zadávací firmou.

Tečná síla vyvozená adhezí (přilnavosti pneumatiky)

$$T = N \cdot \varphi = 73575 \cdot 0,8 = 58860 \text{ [N]} \quad (4.2)$$

Maximální krouticí moment na dynamickém poloměru pneumatiky

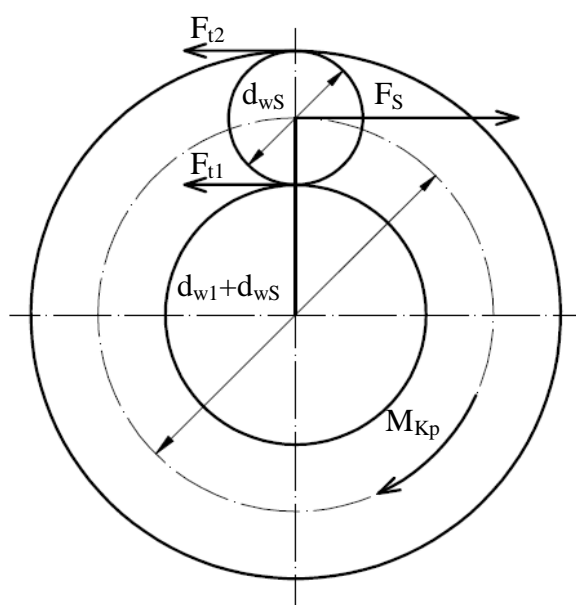
$$M_{Kp} = T \cdot R_{DYN} = 58860 \cdot 0,594 = 34962,8 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (4.3)$$



Obr. 4.2 Zatížení kola

4.2 Síly působící v ozubení

Na obr. 4.3 jsou znázorněny síly působící v planetovém soukolí kolové redukce. Jelikož se jedná o pravou planetu a unášec je hnáným členem, tak unášec se satelity musí přenést krouticí moment na dynamickém poloměru pneumatiky. Výsledná síla do unášeče na jednom satelitu je dána vztahem (4.5), kde $K = 1,1$ [-] je součinitel nerovnoměrnosti rozložení zatížení na jednotlivé satelity (zvolen dle [1]). Tato výsledná síla od unášeče F_S je dvojnásobná než tečná (obvodová) síla F_{t2} působící mezi satelitem a korunovým kolem nebo tečná síla F_{t1} mezi satelitem a centrálním kolem. Síly působící v záběrech satelitu F_{t1} a F_{t2} musí být totiž stejné z důvodu rovnováhy sil a tudíž platí vztah (4.4).



Obr. 4.3 Silové poměry v planetovém soukolí

Rovnováha sil v planetovém soukolí

$$F_{t1} = F_{t2} = F_t = \frac{F_S}{2} \quad (4.4)$$

Síla v jednom satelitu

$$F_S = \frac{2 \cdot M_{Kp}}{i_S \cdot (d_{w1} + d_{wS})} \cdot K = \frac{2 \cdot 34962,8}{5 \cdot (122,857 + 49,143) \cdot 10^{-3}} \cdot 1,1 = 89439,8 [N] \quad (4.5)$$

Tečná síla

$$F_t = \frac{F_S}{2} = \frac{89439,8}{2} = 44719,9 [N] \quad (4.6)$$

Krouticí moment na satelitu

$$M_{KS} = F_t \cdot \frac{d_{wS}}{2} = 44719,9 \cdot \frac{0,048}{2} = 1073,3 [N \cdot m] \quad (4.7)$$

Krouticí moment na centrálním kole

$$M_{K1} = F_t \cdot \frac{d_{w1}}{2} \cdot i_S = 44719,9 \cdot \frac{0,122}{2} \cdot 5 = 13639,6 [N \cdot m] \quad (4.8)$$

Krouticí moment na korunovém kole

$$M_{K2} = F_t \cdot \frac{d_{w2}}{2} \cdot i_S = 44719,9 \cdot \frac{0,220}{2} \cdot 5 = 24596 [N \cdot m] \quad (4.9)$$

Z těchto výsledných sil a krouticích momentů se vychází při pozdějších pevnostních výpočty ozubení a při kontrole jednotlivých částí uzlu.

5 Pevnostní výpočet ozubení

Pevnostní výpočet byl proveden v programu ČSNw. Tento program vychází z normy ČSN 01 4686 – Pevnostní výpočet čelních a kuželových kol. Tato norma však platí pouze pro součinitel trvání záběru $\varepsilon_\alpha < 2$ a standardní profil. Normy ISO 6336 a DIN 3990 tyto požadavky respektují. V nejnovějším provedení programu ČSNw jsou už postupy podle DIN nebo ISO implementovány. Výpočet je proto proveden pevnostní kontrolou pomocí metody DIN 3990, metoda C. Pevnostní kontroly ozubení byly provedeny nejprve pro vnější soukolí centrálního kola a satelitu a následně pro vnitřní soukolí satelitu a korunového kola. Ve výpočtu je brán jako pastorek satelit (s indexem 1).

5.1 Materiály ozubených kol

Na ozubená kola (centrální kolo, korunové kolo a satelit) je použit materiál 14 220.4. Tento materiál bude cementovaný a kalený.

Materiál je dobře tvářitelný za tepla, po žíhání na měkko i za studena, se zaručeným rozmezím prokalitelnosti. Materiál je určen k cementování a kyanování s velmi tvrdou cementovanou vrstvou s velkou pevností v jádře. Má široké použití například pro hřídele, ozubená kola, vačkové hřídele, zdviháky ventilů, pístní čepy a zubové spojky. Svařitelnost u tohoto materiálu je dobrá.

Dle normy ISO 9082, která aplikuje základní normu ISO 6336 pro automobilní průmysl (obdoba je norma DIN 3990) v závislosti na tvrdosti v jádře, je u tohoto materiálu mez únavy v ohybu $\sigma_{FE} = 2 \cdot \sigma_{F \lim} = 920$ [MPa] a mez únavy v dotyku je $\sigma_{H \lim} = 1500$ [MPa], hodnoty voleny dle [9].

Vlastnosti materiálu 14 220.4:

$V_{HV} = 650$ [-]	$q_F = 8,73$ [-]
$J_{HV} = 250$ [-]	$q_H = 13,22$ [-]
$R_m = 1050$ [MPa]	$E = 2,1 \cdot 10^5$ [MPa]
$R_e = 950$ [MPa]	$\nu_1 = 0,3$ [-]

Jelikož se jedná o pravou planetu, tak satelity fungují jako vložené kolo, a tudíž ve výpočtu přípustného ohybového napětí je součinitel střídavého zatížení zubů $Y_A = 0,7$ [-].

5.2 Výsledné bezpečnosti ozubených kol

Výsledky bezpečnosti v ohybu a dotyku dané programem ČSNw pro všechna kola jsou přehledně vypsány v tab. 5.1. Tyto bezpečnosti vycházejí většinou menší než jedna, ale vzhledem k tomu, že soukolí je počítáno na maximální zatížení a při tom pracuje v oblasti časované pevnosti Wöhlerovy křivky viz obr. 5.1, jsou výsledky dostačující. Hranice bezpečnosti pro kolové redukce dodané firmou TATRA, a.s. pro zatížení ověřené provozem jsou pro ohyb $S_F = 0,7$ [-] a pro dotyk $S_H = 0,5$ [-]. Z výsledků získané programem ČSNw tedy vyplývá, že bezpečnosti jsou vyhovující.



Obr. 5.1 Wöhlerova křivka

Tab. 5.1 Bezpečnosti ozubených kol

Soukolí	Bezpečnost v ohybu S_F [-]	Bezpečnost v dotyku S_H [-]
Centrální kolo	1,351	0,685
Satelit	0,842	
Satelit	0,882	0,876
Korunové kolo	1,002	

Podrobné výpisy pevnostní kontroly pro vnějšího i vnitřního ozubení jsou uvedeny v příloze č. 3 a č. 4.

5.3 Výsledné parametry soukolí

V tabulce 5.2 jsou přehledně vypsané a shrnuty všechny důležité rozměry a parametry celého planetového soukolí.

Tab. 5.2 Rozměry a parametry soukolí

				Centrální kolo z_1	Satelit z_s	Satelit z_s	Korunové kolo z_2
Převodový poměr		i_{1U}^2	[-]	2,833			
Odchylka převodu		$\pm \Delta i_{1U}^2$	[%]	- 2,299			
Počet zubů		z	[-]	30	12		-55
Modul normální		m_n	[mm]	4			
Sklon zubů roztečný		β	[o]	0			
Základní profil		α_n^*	[o]	25			
		h_a^*, c^*, ρ_f^*	[-]	1; 0,25; 0,31788			
Jednotkové korekce		x_1, x_s, x_2	[-]	0,06603	0,45983		-0,45983
Hlavový průměr		d_{a1}, d_{as}, d_{a2}	[mm]	128,200	59,000		-216,000
Osová vzdálenost		a_w	[mm]	86		-86	
Šířka kol		b_1, b_s, b_2	[mm]	50	43		50
Trvání záběru	profil	ε_α	[-]	1,21723		1,29410	
	krok	ε_β	[-]	0		0	
Měrné skluzy max.		ν	[-]	-1,481	-1,238	-0,746	-0,623
Materiál				14 220.4	14 220.4		14 220.4
Bezpečnosti	ohyb	S_F	[-]	1,351	0,842	0,882	1,002
	dotyk	S_H	[-]	0,685		0,876	

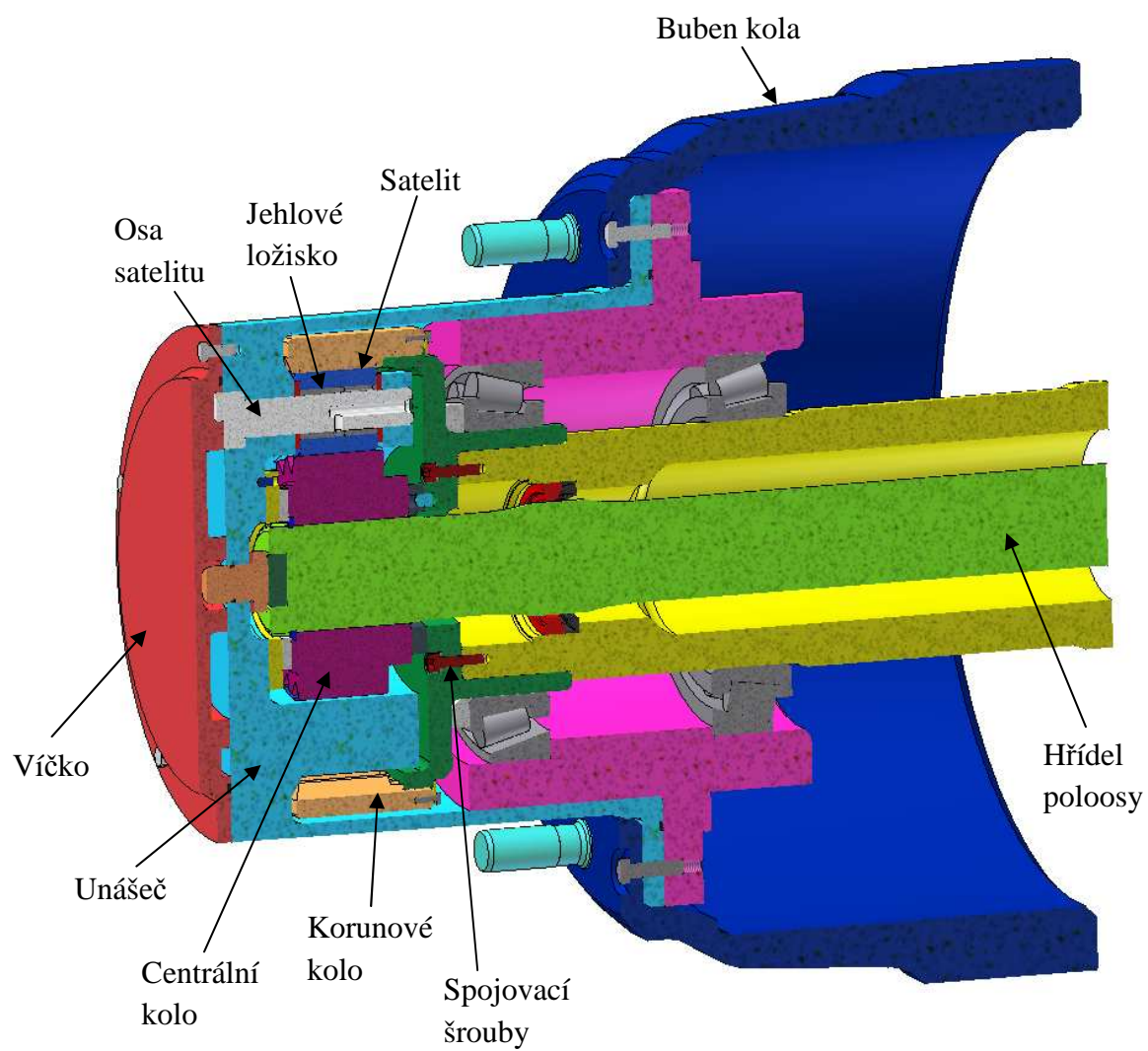
6 Popis řešení nově navrhnutého uzlu kolové redukce

Při navrhování uzlu bylo nutné dodržet podmínky zadané firmou TATRA, a. s., které byly během celé diplomové práce upřesňovány. Mezi tyto podmínky patří zástavbové rozměry kolové redukce, stejný hřídel poloosy se zajištěním v axiálním směru a jeho utěsnění, zachování původního bubnu kola a jeho připojení šrouby k disku kola, které tato firma používá. Snahou při návrhu kolové redukce byl co nejmenší konstrukční zásah do součástí používaných v kolové redukci nepravé planety firmy TATRA, a. s., které se i se změnou schématu převodu musí zachovat.

Po navrhnutí planetového soukolí se mohla ozubená kola konstrukčně zakomponovat do kolové redukce. Na obr. 6.1 je patrný řez 3D modelem nově navrhnutého uzlu kolové redukce s popisem jednotlivých částí.

Principem funkce kolové redukce je zvýšení výsledného točivého momentu z hřídele poloosy na buben kola, který je následně přenášen na kolo a dochází k jeho pohybu. Tedy vstupní moment na hřídeli poloosy nejprve roztáčí centrální kolo, které je spojeno s hřídelí pomocí evolventního drážkování. Toto centrální kolo uvádí do pohybu satelity. Satelity jsou uloženy v jehlových ložiscích na ose satelitu. Následně unášeč satelitu, ve kterém je uložena osa satelitu, roztáčí buben kola. Korunové kolo je u pravé planety zabrzděno a pomocí evolventního drážkování spojeno s nehybnou částí uzlu kolové redukce. Snahou při návrhu kolového uzlu bylo použití nízkého počtu jednoduchých spojovacích dílů.

Mazání jednotlivých součástí uzlu funguje na principu uzavřené převodovky, do které se napustí olej. Pro zajištění utěsnění oleje jsou konstrukčně navrženy těsnicí kroužky a gufero, které zabraňují jednak úniku kapaliny, tak vstupu nečistot.



Obr. 6.1 Řez 3D modelem kolové redukce

7 Pevnostní kontrola kritických součástí

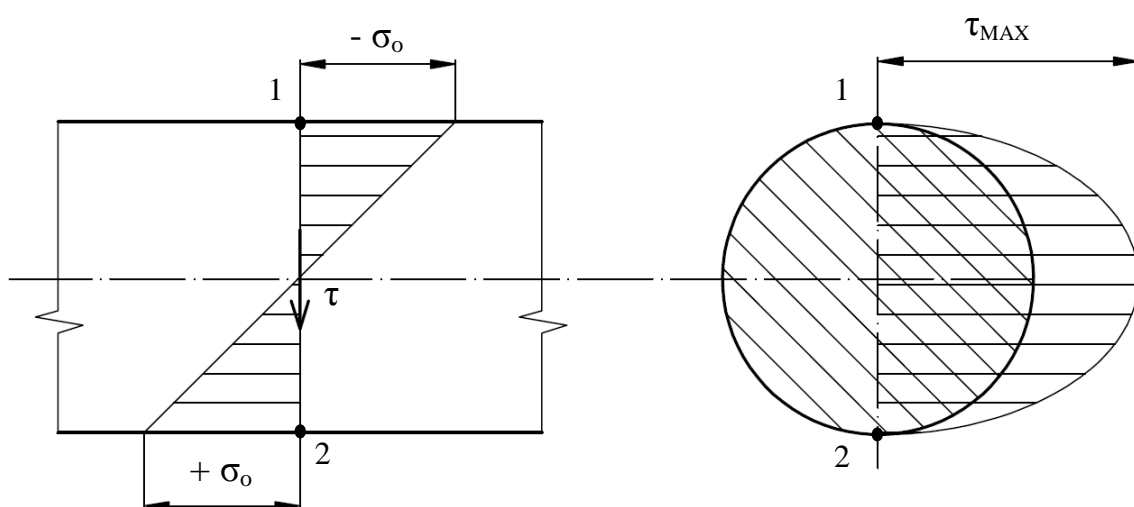
V této kapitole se zkontrolují všechny důležité součásti uzlu, jako jsou osy, ložiska, šrouby, unášec satelitů a drážkování. Pevnostní kontroly spojovaných částí jsou provedeny pro maximální zatížení.

7.1 Osa satelitu

Osa satelitu je namáhána dynamicky a to výslednou silou F_S . Tato zatěžovací síla byla pro přesnější výpočet osy přepočtena na spojitě zatížení q dle vztahu (7.1), jelikož zatížení jehel má tento charakter. Osa satelitu je namáhána na ohyb od ohybového momentu a smykem od posouvající síly. Rozdělení ohybového a smykového napětí po průřezu osy je zobrazeno na obr. 7.1. V krajních vláknech 1,2 ohybové napětí dosahuje maxima a smykové napětí rozdělené podle paraboly je nulové. V místě neutrální osy je naopak ohybové napětí nulové a smykové napětí největší.

U této součásti je provedena statická kontrola na ohyb a porovnána s metodou konečných prvků pomocí programu „ANSYS Workbench“. V tomto programu byla také provedena celková deformace osy satelitu. Dále je zde vypočtena únavová kontrola na ohyb a smyk a kontrola na otláčení.

Osa satelitu je uložena v unášeci pevně, jak je patrné z obr. 7.2, kde jsou znázorněny výsledné posouvající síly a ohybové momenty.



Obr. 7.1 Rozložení ohybového a smykového napětí v ose

Osa satelitu je vysoce namáhána, proto materiál osy je konstrukční slitinová ocel 16 420. Tento materiál bude cementovaný a kalený.

Vlastnosti materiálu 16 420:

$$\sigma_{co} = 700 \text{ [MPa]}$$

$$R_m = 932 \text{ [MPa]}$$

$$R_e = 735 \text{ [MPa]}$$

Rozměry osy a její uložení v unášce:

$$a = 17 \text{ [mm]}$$

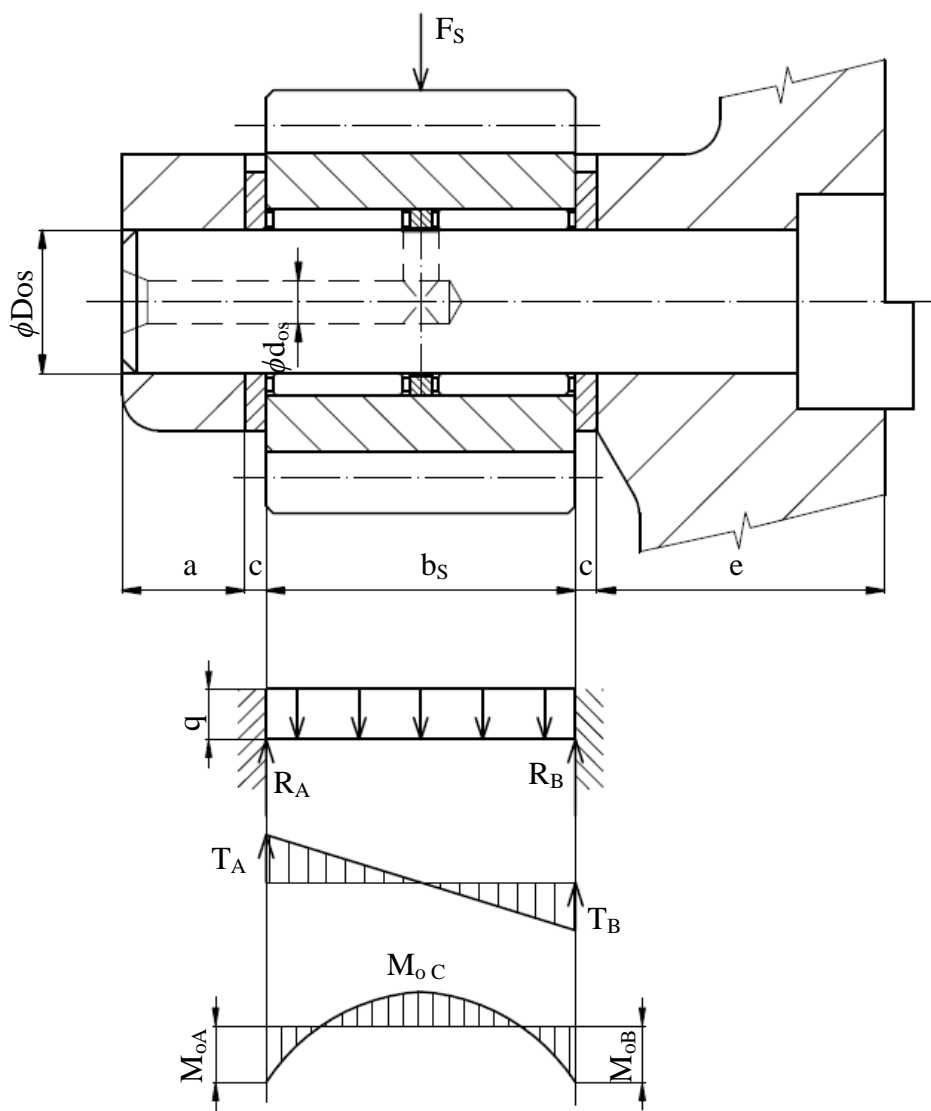
$$b_s = 43 \text{ [mm]}$$

$$c = 3 \text{ [mm]}$$

$$\phi d_{os} = 6 \text{ [mm]}$$

$$e = 40 \text{ [mm]}$$

$$\phi D_{os} = 20 \text{ [mm]}$$



Obr. 7.2 Uložení a zatížení osy

Spojité zatížení

$$q = \frac{F_s}{b_s} = \frac{89439,8}{43} = 2080 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-1}] \quad (7.1)$$

Reakce v podpěrách

$$R_A = R_B = \frac{1}{2} \cdot q \cdot b_s = \frac{1}{2} \cdot 2080 \cdot 43 = 44719,9 \text{ [N]} \quad (7.2)$$

Posouvající síly

$$T_A = -T_B = \frac{1}{2} \cdot q \cdot b_s = \frac{1}{2} \cdot 2080 \cdot 43 = 44719,9 \text{ [N]} \quad (7.3)$$

Reakční moment v podpěrách (absolutní maximum)

$$M_{oA} = M_{oB} = -\frac{1}{12} \cdot q \cdot b_s^2 = -\frac{1}{12} \cdot 2080 \cdot 43^2 = -320493,3 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (7.4)$$

Ohybový moment

$$M_{oC} = \frac{1}{24} \cdot q \cdot b_s^2 = \frac{1}{24} \cdot 2080 \cdot 43^2 = 160246,7 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (7.5)$$

7.1.1 Statická kontrola na ohyb

Průřezový modul v ohybu

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_{os}^4 - d_{os}^4}{D_{os}} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{20^4 - 6^4}{20} = 779 \text{ [mm}^3] \quad (7.6)$$

Ohybové napětí

$$\sigma_o = \frac{M_{oA}}{W_o} = \frac{320493,3}{779} = 411,4 \text{ [MPa]} \quad (7.7)$$

Statická bezpečnost v ohybu

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{735}{411,4} = 1,787 \text{ [-]} \quad (7.8)$$

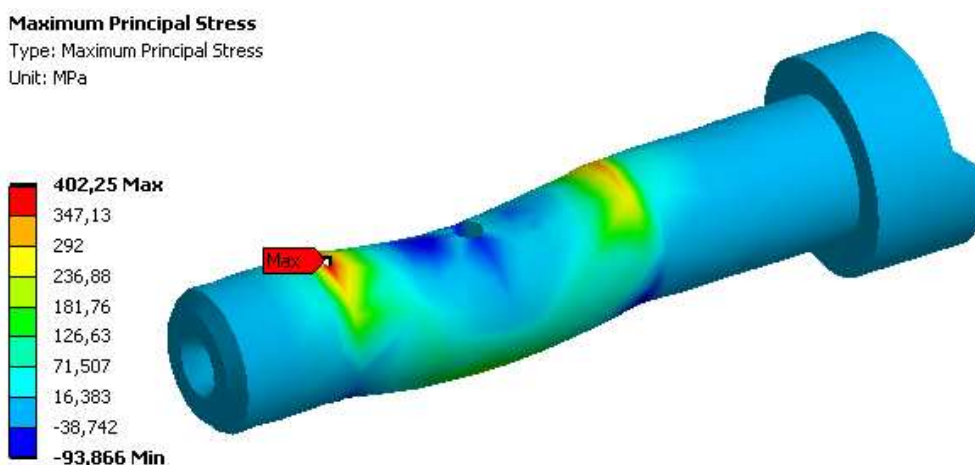
7.1.2 Kontrola osy satelitu metodou konečných prvků

Kontrola osy satelitu byla pro porovnání s analytickou metodou provedena v programu „ANSYS Workbench“ metodou konečných prvků.

Nejprve musely být v tomto programu zadány okrajové podmínky, které jsou zobrazeny na obr. 7.3. Tyto okrajové podmínky byly definovány v místě uložení osy v unášeči, kde bylo zabránění posuvu ve směru os a v místě uložení satelitu, kde na tuto plochu působí výsledná síla F_S .



Obr. 7.3 Stanovení okrajových podmínek



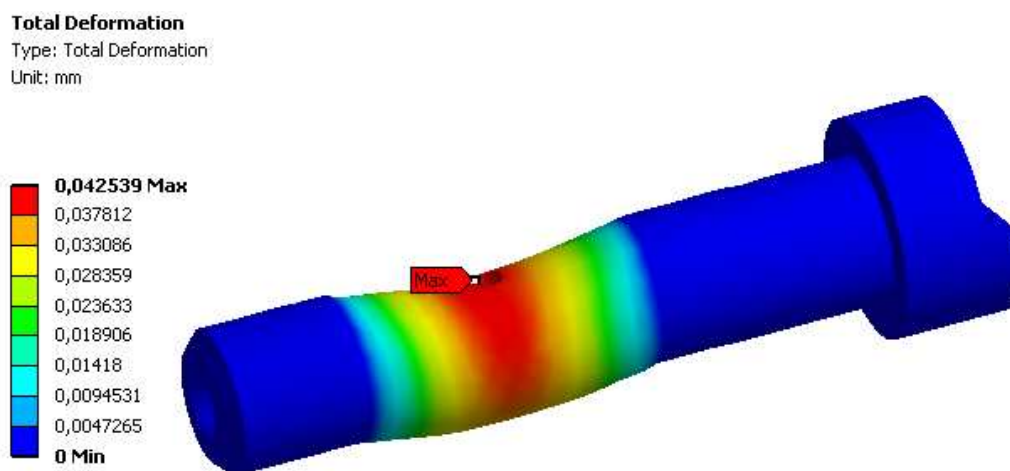
Obr. 7.4 Výsledné ohybové napětí

Výsledné hodnoty ohybového napětí v ose satelitu jsou zobrazeny na obr. 7.4. Z tohoto obrázku je patrné, že maximální napětí $\sigma_{\max} = 402,3 \text{ [MPa]}$ je v místě nejslabšího průřezu v uložení osy v unášeči.

Statická bezpečnost v ohybu

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{\max}} = \frac{735}{402,3} = 1,827 [-] \quad (7.9)$$

Z porovnání výsledných bezpečností analytickou metodou a metodou konečných prvků vyplývá, že tyto hodnoty se od sebe liší o 2,2 %, proto je tento výpočet považován za správný.



Obr. 7.5 Celková deformace

Výsledná deformace osy satelitu je zobrazena na obr. 7.5, kde maximální deformace $y_{\max} = 0,043 \text{ [mm]}$ je ve středu šířky v místě mazacího otvoru.

7.1.3 Únavová kontrola na ohyb a smyk

Osa satelitu je namáhána střídavým ohybem a smykem. Tato součást je kontrolována na únavu.

Vstupní součinitele a parametry:

- Součinitel velikosti součásti ε_v

Tento součinitel respektuje okolnost, že větší rozměr součásti poskytuje větší pravděpodobnost výskytu vady, která může vést k počátku únavové poruchy. Součinitel vlivu velikosti součásti závisí na kvalitě materiálu a způsobu zatěžování. Podle [8] je tento součinitel při ohybovém a tečném namáhání roven $\varepsilon_{v_o} = \varepsilon_{v_\tau} = 0,93 \text{ [-]}$.

- Součinitel jakosti povrchu η_p

Tento součinitel respektuje vliv technologie výroby z hlediska jakosti povrchu. Součinitel jakosti povrchu je závislý na stavu povrchu, jenž se může měnit v důsledku

koroze a je také závislý na střední aritmetické hodnotě drsnosti povrchu. Podle [8] je tento součinitel pro leštěný povrch při ohybovém namáhání roven $\eta_{po} = 0,97$ [-]. Při tečném namáhání platí, že $\eta_{p\tau} = 0,5 \cdot (1 + \eta_{po}) = 0,5 \cdot (1 + 0,97) = 0,985$ [-].

- Vrubový součinitel β

Pro hladkou jemně opracovanou součást bez vrubu platí dle [8], že vrubový součinitel je $\beta_{\sigma_o} = \beta_{\tau} = 1$ [-].

- Mez únavy v ohybu σ_{co}

Z literatury [10] je hodnota $\sigma_{co} = 700$ [MPa].

- Mez únavy ve smyku τ_c

Dle empirických vztahů je $\tau_c = \sigma_{co} \cdot 0,5 = 700 \cdot 0,5 = 350$ [MPa].

Únavová mez pevnosti v ohybu pro reálnou součást

$$\sigma_{co}^* = \sigma_{co} \cdot \frac{\varepsilon_{vo} \cdot \eta_{po}}{\beta_{\sigma_o}} = 700 \cdot \frac{0,93 \cdot 0,97}{1} = 631,5 \text{ [MPa]} \quad (7.10)$$

Dynamická bezpečnost v ohybu

$$k_{\sigma_o} = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_o} = \frac{631,5}{411,4} = 1,535 \text{ [-]} \quad (7.11)$$

Smykové napětí

$$\tau = \frac{F_s}{2 \cdot \frac{\pi \cdot (D_{os}^2 - d_{os}^2)}{4}} = \frac{89439,8}{2 \cdot \frac{\pi \cdot (20^2 - 6^2)}{4}} = 156,4 \text{ [MPa]} \quad (7.12)$$

Maximální smykové napětí (pro kruhový průřez dle Žuravského) viz obr. 7.1

$$\tau_{\max} = \frac{4}{3} \cdot \tau = \frac{4}{3} \cdot 156,4 = 208,5 \text{ [MPa]} \quad (7.13)$$

Únavová mez pevnosti ve smyku

$$\tau_c^* = \tau_c \cdot \frac{\varepsilon_{v\tau} \cdot \eta_{p\tau}}{\beta_{\tau}} = 350 \cdot \frac{0,93 \cdot 0,985}{1} = 320,6 \text{ [MPa]} \quad (7.14)$$

Dynamická bezpečnost ve smyku

$$k_{\tau} = \frac{\tau_c^*}{\tau_{\max}} = \frac{320,6}{208,5} = 1,538 [-] \quad (7.15)$$

Výsledné bezpečnosti jsou poměrně nízké, což je způsobené tím, že součást je počítána na maximální zatížení spektra.

7.1.4 Kontrola na otlačení

Nebezpečným místem pro osu z hlediska otlačení je kontaktní místo mezi osou a unášечem. Tato kontrola je provedena na kratší části kontaktu osy s unášечem, která je zatížená polovinou síly F_S . Dovolенý tlak pro materiál osy dle [2] je $p_{DOV} = 180$ [MPa].

Měrný tlak

$$p = \frac{\frac{F_S}{2}}{D_{os} \cdot a} = \frac{\frac{89439,8}{2}}{20 \cdot 17} = 131,5 \text{ [MPa]} \quad (7.16)$$

Kontrola měrného tlaku

$$\begin{aligned} p &\leq p_{DOV} \\ 131,5 &\leq 180 \text{ [MPa]} \end{aligned} \quad (7.17)$$

Výsledná kontrola měrného tlaku dle vztahu (7.17) vyhovuje podmínce pro dovolенý měrný tlak.

7.2 Spojovací šrouby

Pro zajištění axiálního předpětí kuželíkových ložisek byly konstrukčně navrhнутy zapuštěné šrouby M 6x1 s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem. Jedná se o $i_s = 8$ šroubů, které musí jak předepnout ložiska, tak bezpečně přenést provozní sílu F v axiálním směru, která bude v provozu vyvinuta. Materiál šroubu je skupiny 8.8, bezpečnost k mezi kluzu je $k_s = 2,5$ [-] a součinitel přídatného krutu $\beta_k = 1,3$ [-] je zvolen dle [4].

Parametry šroubu M6x1 a rozměry uložení:

$$P_h = 1 \text{ [mm]}$$

$$\phi d = 6 \text{ [mm]}$$

$$\phi d_3 = 4,773 \text{ [mm]}$$

$$l_1 = 23 \text{ [mm]} \text{ (obr. 7.7)}$$

$$l_2 = 9 \text{ [mm]} \text{ (obr. 7.7)}$$

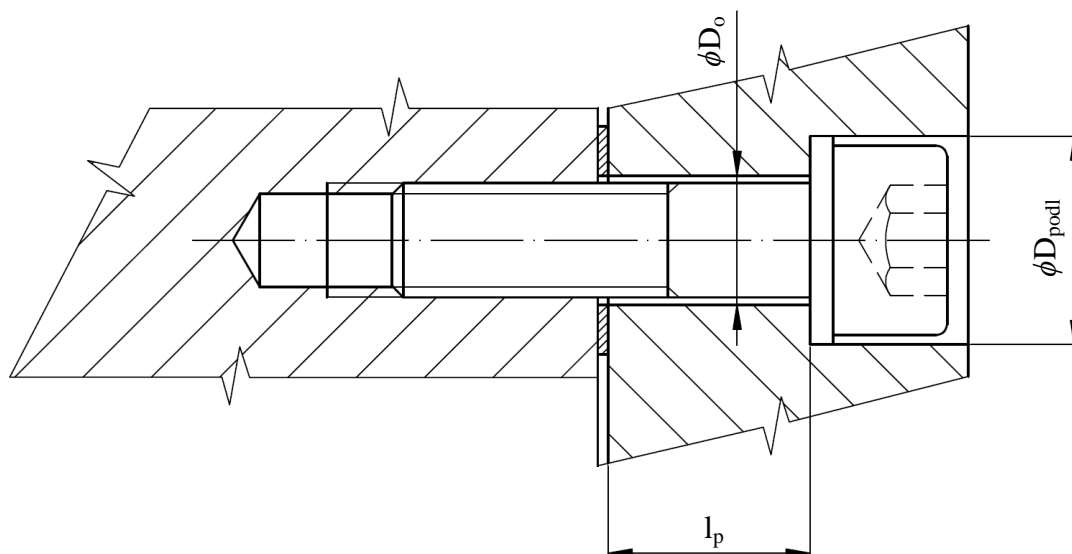
$$k = 6 \text{ [mm]}$$

$$R_e = 8 \cdot 8 \cdot 10 = 640 \text{ [MPa]}$$

$$\phi D_0 = 6,4 \text{ [mm]}$$

$$\phi D_{podl} = 11 \text{ [mm]}$$

$$l_p = 10,5 \text{ [mm]}$$



Obr. 7.6 Šroubový spoj M6x1

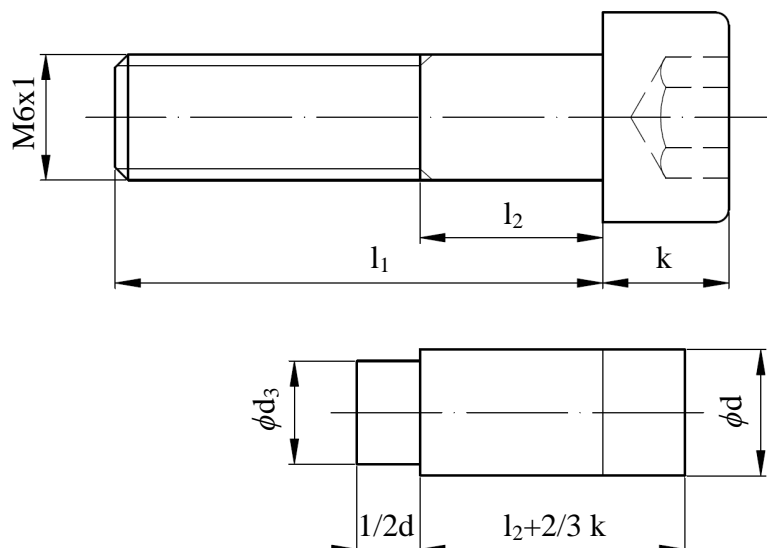
Z rozměrů a základních parametrů šroubu se nejprve určí maximální přípustná síla F_{SMAX} působící na jeden šroub.

Maximální přípustná síla působící na šroub

$$\beta_k \cdot \sigma_t \leq \sigma_{DOVt}$$

$$\beta_k \cdot \frac{4 \cdot F_{SMAX}}{\pi \cdot d_3^2} \leq \frac{R_e}{k_s} \Rightarrow \quad (7.18)$$

$$F_{SMAX} = \frac{R_e \cdot \pi \cdot d_3^2}{4 \cdot \beta_k \cdot k_s} = \frac{640 \cdot \pi \cdot 4,773^2}{4 \cdot 1,3 \cdot 2,5} = 3523,5 \text{ [N]} \quad (7.19)$$



Obr. 7.7 Šroub M6x1

Konstanta tuhosti šroubu

Reálný šroub nemá po celé délce konstantní průřez, a proto je model šroubu odstupňovaný a složený z několika částí konstantního průřezu.

$$c_s = \frac{1}{\sum_{i=1}^3 \frac{1}{c_i}} = \frac{\pi \cdot E}{4 \cdot \left(\frac{\frac{1}{2} \cdot d}{d_3^2} + \frac{l_2 + \frac{2}{3}k}{d^2} \right)} = \frac{\pi \cdot 2,1 \cdot 10^5}{4 \cdot \left(\frac{\frac{1}{2} \cdot 6}{4,773^2} + \frac{9 + \frac{2}{3} \cdot 6}{6^2} \right)} = 0,335 \cdot 10^6 [N \cdot mm^{-1}] \quad (7.20)$$

Vnější průměr Rötšcherova pouzdra (náhrada sevřené části)

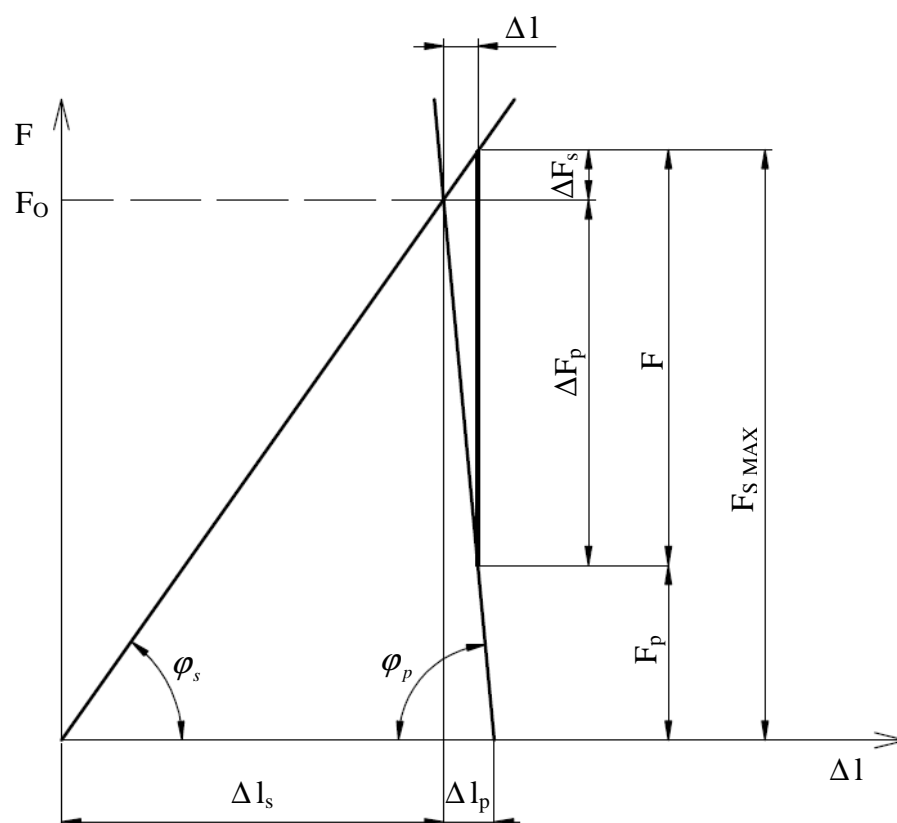
$$D_3 = 0,5 \cdot (2 \cdot D_{podl} + l_p \cdot \tan \alpha) = 0,5 \cdot (2 \cdot 11 + 10,5 \cdot \tan 45^\circ) = 16,25 [mm] \quad (7.21)$$

Konstanta tuhosti přírub

$$c_p = \frac{E}{l_p} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_3^2 - D_0^2) = \frac{2,1 \cdot 10^5}{10,5} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (16,25^2 - 6,4^2) = 3,504 \cdot 10^6 [N \cdot mm^{-1}] \quad (7.22)$$

7.2.1 Síly ve spoji

Na obr. 7.8 jsou zobrazeny síly, které jsou v tomto šroubovém spojení. Do výpočtu je dosazen součinitel zbytkového předpětí $\psi = 0,6 [-]$ dle [11].



Obr. 7.8 Předpětový diagram

Provozní síla

$$F_{S MAX} = F + F_p = F + \psi_p \cdot F \Rightarrow \quad (7.23)$$

$$F = \frac{F_{S MAX}}{1 + \psi_p} = \frac{3523,5}{1 + 0,6} = 2202,2 \text{ [N]}$$

Zbytkové předpětí

$$F_p = 0,6 \cdot F = 0,6 \cdot 2202,2 = 1321,3 \text{ [N]} \quad (7.24)$$

Nárůst síly ve šroubu od provozní síly

$$\Delta F_s = F \cdot \frac{c_s}{c_s + c_p} = 2202,2 \cdot \frac{0,335 \cdot 10^6}{0,335 \cdot 10^6 + 3,504 \cdot 10^6} = 192,2 \text{ [N]} \quad (7.25)$$

Úbytek síly v přírubách od provozní síly

$$\Delta F_p = F \cdot \frac{c_p}{c_s + c_p} = 2202,2 \cdot \frac{3,504 \cdot 10^6}{0,335 \cdot 10^6 + 3,504 \cdot 10^6} = 2010 \text{ [N]} \quad (7.26)$$

Kontrola provozní síly (pro jeden šroub)

$$F = \Delta F_s + \Delta F_p = 192,2 + 2010 = 2202,2 \text{ [N]} \quad (7.27)$$

Maximální provozní síla ve spoji (pro všechny šrouby)

$$F_{MAX} = F \cdot i_s = 2202,2 \cdot 8 = 17617,6 [N] \quad (7.28)$$

Předepínací síla (pro jeden šroub)

$$F_O = F_p + \Delta F_p = 1321,3 + 2010 = 3331,3 [N] \quad (7.29)$$

Maximální předepínací síla ve spoji (pro všechny šrouby)

$$F_{O MAX} = F_O \cdot i_s = 3331,3 \cdot 8 = 26650,4 [N] \quad (7.30)$$

Dle výpočtu navrhovaný uzel přenese v axiálním směru maximální provozní sílu F_{MAX} dle vztahu (7.28) a předejde kuželíková ložiska maximální předepínací silou ve spoji $F_{O MAX}$ dle vztahu (7.30).

7.2.2 Deformace částí spoje při předpětí

Deformace šroubu

$$c_s = \frac{F_O}{\Delta l_s} \Rightarrow \Delta l_s = \frac{F_O}{c_s} = \frac{3331,3}{0,335 \cdot 10^6} = 0,010 [mm] \quad (7.31)$$

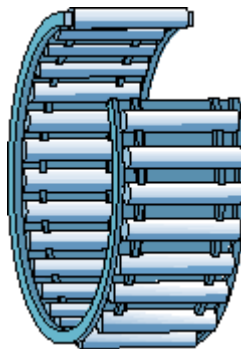
Deformace přírub

$$c_p = \frac{F_O}{\Delta l_p} \Rightarrow \Delta l_p = \frac{F_O}{c_p} = \frac{3331,3}{3,504 \cdot 10^6} = 0,001 [mm] \quad (7.32)$$

7.3 Výpočet ložiska

Pro uložení osy v satelitu jsou konstrukčně navrženy klece s jehlami viz obr. 7.9. Tyto ložiska jsou v podstatě válečková ložiska se štíhlými a v poměru k jejich průměru dlouhými válečky. Tyto válečky se označují jako jehly. Navzdory nízkému průřezu mají tato ložiska velkou únosnost a jsou tedy neobyčejně vhodná pro uložení, kde je prostor pro ložiska radiálně omezený.

V místě uložení jehlového ložiska bude provedena kontrola naklopení osy satelitu a také bude vypočtena statická bezpečnost ložiska.



Obr. 7.9 Klec s jehlami

7.3.1 Statická kontrola jehlového ložiska

Osa satelitu je uložena ve dvou jehlových ložiscích K20x26x20 od firmy SKF s počtem jehel $Z = 12$. U těchto ložisek bude provedena statická kontrola, kde statická únosnost jehlového ložiska je $C_o = 29$ [kN]. Dynamickou kontrolu nelze provést, vzhledem k tomu, že je známé pouze zatížení na nejvyšší hladině spektra a ostatní parametry spektra nebyly výrobcem dodány.

Ekvivalentní statické zatížení

$$P_o = F_r = \frac{F_s}{2} = \frac{89439,8}{2} = 44719,9 \text{ [N]} \quad (7.33)$$

Statická bezpečnost ložiska

$$s_o = \frac{C_o}{P_o} = \frac{29000}{44719,9} = 0,648 [-] \quad (7.34)$$

7.3.2 Statická kontrola samostatných jehel

Pro zvýšení statické bezpečnosti může být navrhnutá konstrukční varianta samostatných vložených jehel bez klece dle katalogu INA. Při použití počtu $Z = 24$ jehel NRB 3x20 G2 pro uložení satelitu v ose se statická bezpečnost vypočte dle vztahu (7.35). Tento vztah je převzatý z katalogu ložisek INA viz vztah (10-7), stejně jako rozměry jehel použité do tohoto vztahu.

Statická únosnost jehel

$$C_o = \frac{44}{1 + \frac{D_w}{F}} \cdot D_w \cdot L_{we} \cdot Z = \frac{44}{1 + \frac{3}{20,022}} \cdot 3 \cdot 19,7 \cdot 24 = 54277 \text{ [N]} \quad (7.35)$$

Statická bezpečnost tohoto řešení

$$s_o = \frac{C_o}{P_o} = \frac{54277}{44719,9} = 1,214 [-] \quad (7.36)$$

Z výpočtu pro bezklecové řešení vyplývá, že hodnota statické bezpečnosti jehel je skoro dvojnásobná než u použití klecí s jehlami.

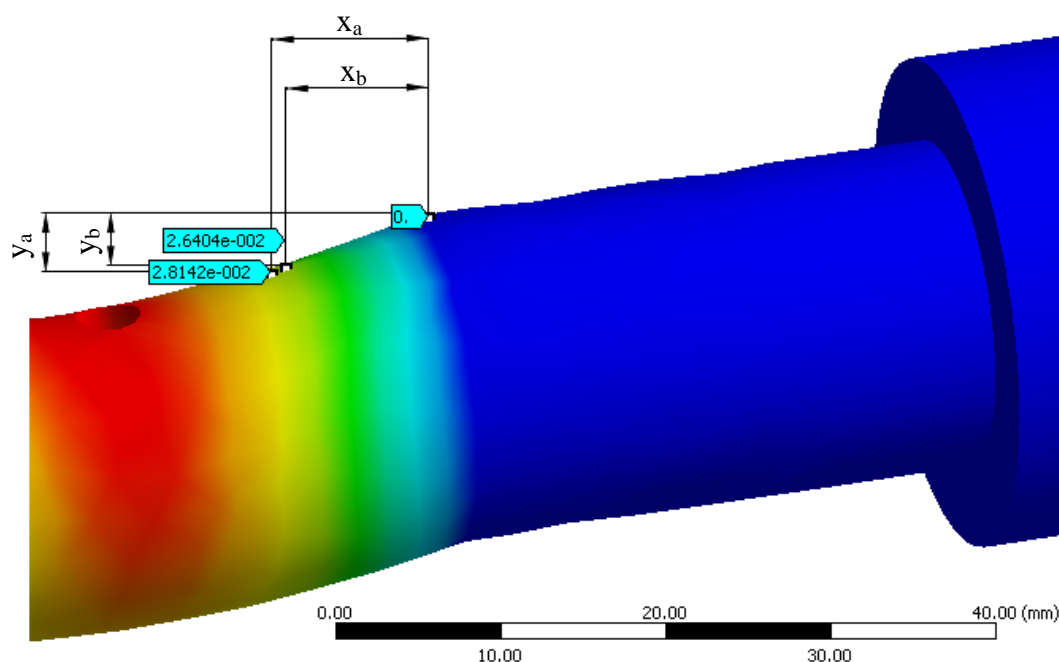
7.3.3 Kontrola naklopení osy v místě ložisek

Rozhodující pro kontrolu ložisek je úhel tečny průhybové křivky osy satelitu k teoretické ose v místě uložení pod ložisky. U navržených jehlových ložisek je možno vyrovnávat nesouososti malého rozsahu, přibližně jednu úhlovou minutu mezi osou satelitu a ozubeným kolem.

Pro jehlová ložiska jsou vypočtené úhly naklopení pod ložisky dosazeny hodnoty vypočtené dle programu „ANSYS Workbench“, dle obr. 7.10. Kontrola naklopení byla provedena pro maximální zatížení.

Úhel naklopení

$$\gamma = \arctg \frac{y_a - y_b}{x_a - x_b} = \arctg \frac{0,028 - 0,026}{10 - 9} = 0^\circ 6' \quad (7.37)$$



Obr. 7.10 Průhyb osy satelitu

Z výpočtu úhlu naklopení vyplývá, že hodnota dovoleného naklopení ložiska je několikanásobně překročena. Rovněž zde však platí, že se jedná o deformaci pro nejvyšší krátkodobé zatížení. Pro návrh vřelí jehel je nezbytné s touto extrémní hodnotou počítat.

7.4 Unášec satelitů

Vzhledem k tomu, že unášec satelitů je konstrukčně složitá součást, tak byla zkontrolována pomocí metody konečných prvků v programu „ANSYS Workbench“. Materiál unášeč byl zvolen 42 2308 dle [13]. Tato tvárná litina bude zušlechťována.

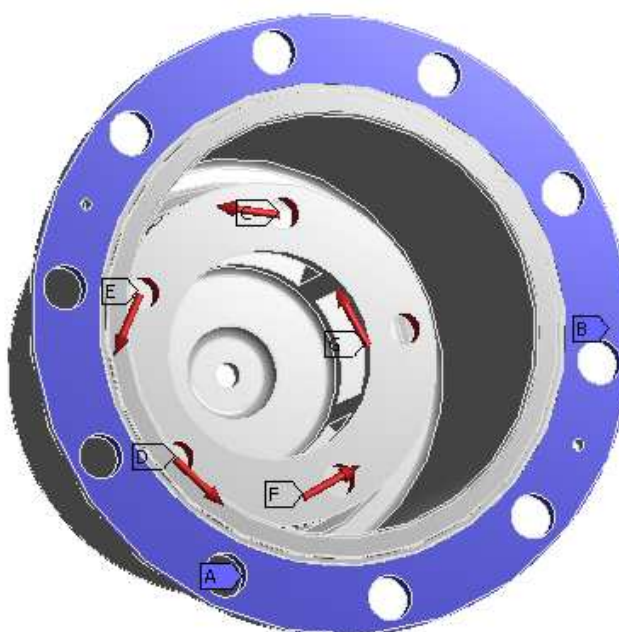
Vlastnosti materiálu 42 2308:

$$R_m = 800 \text{ [MPa]}$$

$$R_e = 480 \text{ [MPa]}$$

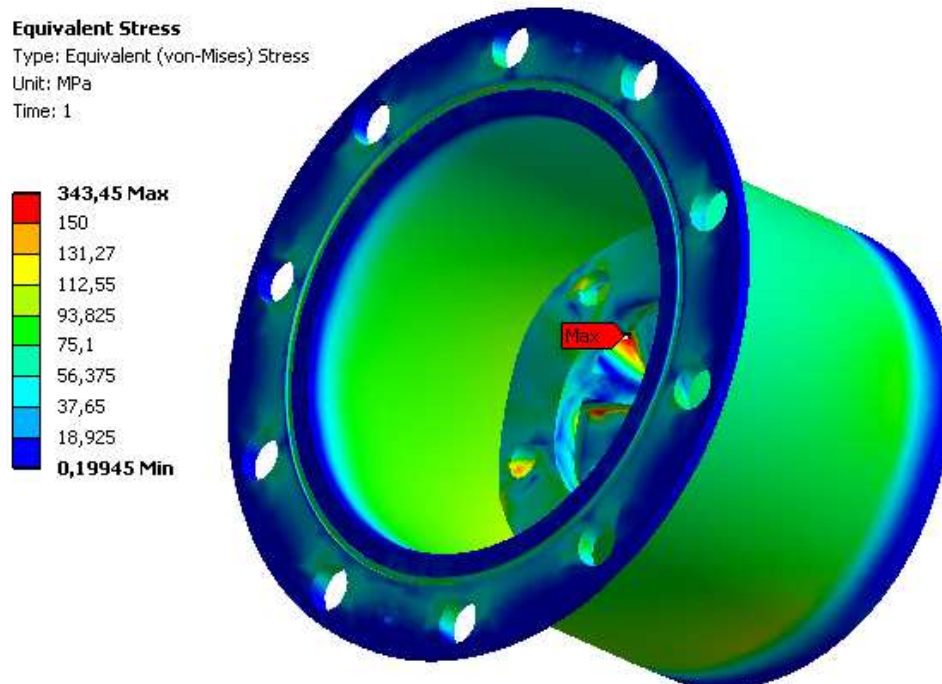
Nejprve musely být stanoveny okrajové podmínky, které jsou zobrazeny na obr. 7.11. Věrohodnost výpočtu právě závisí hlavně na správném stanovení okrajových podmínek a jeho zatížení. Tyto okrajové podmínky byly definovány v místě děr pro šrouby, kde byla povolena rotace (vazba A). Následně bylo zabráněno posuvu unášeče v axiálním směru vaznou bez tření. (vazba B). Na unášec působí výsledné síly od satelitů F_S . Pro přesné zatížení unášeče byly tyto síly zavedeny do otvoru pro osy satelitu tak, aby směřovaly v tečném směru (vazba C, D, E, F, G).

- Static Structural**
Time: 1, s
- A** Cylindrical Support: 0, mm
 - B** Frictionless Support
 - C** Bearing Load: 89439 N
 - D** Bearing Load 2: 89439 N
 - E** Bearing Load 3: 89439 N
 - F** Bearing Load 4: 89439 N
 - G** Bearing Load 5: 89439 N



Obr. 7.11 Okrajové podmínky

Na obr. 7.12 je zobrazen průběh napětí získaný metodou konečných prvků. Výsledné hodnoty redukovaného napětí (hypotézou HMM) jsou patrné z barevné škály hodnot na obrázku. Maximální napětí v tomto unášeci $\sigma_{MAX} = 343,5$ [MPa] se nachází v místě uložení satelitů. Toto maximální napětí by šlo snížit zvětšením zaoblení v tomto místě.



Obr. 7.12 Průběh napětí

Výsledná bezpečnost

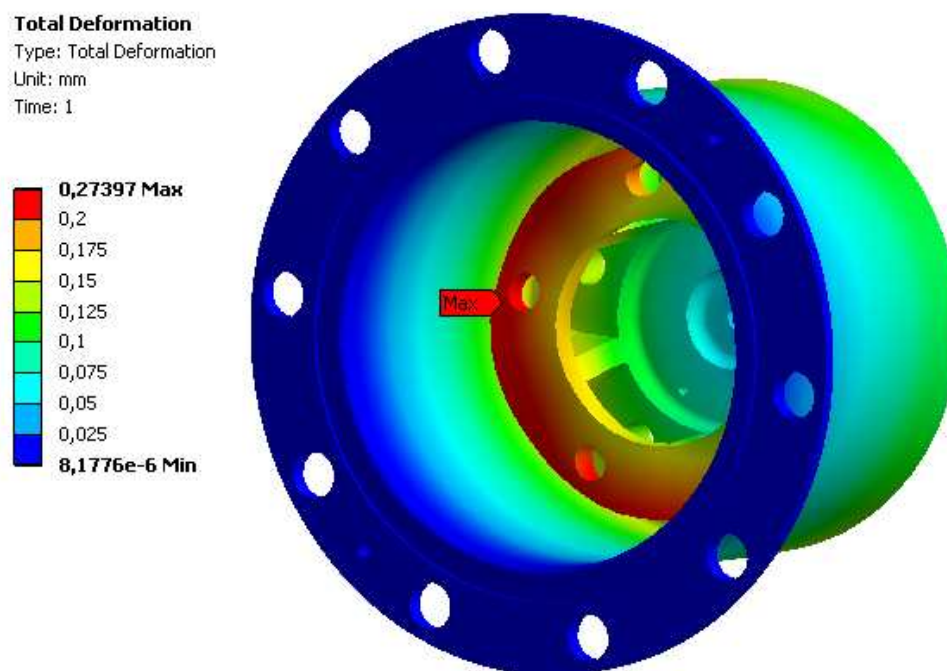
$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{MAX}} = \frac{480}{343,5} = 1,397 [-] \quad (7.38)$$

Dle vztahu (7.38) vychází výsledná bezpečnost poměrně nízká. Po konstrukčních úpravách unášече by jistě toto lokální maximum kleslo a zvýšila by se tak výsledná bezpečnost.

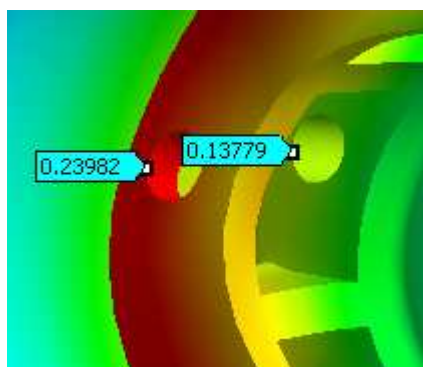
Na obr. 7.13 je zobrazena celková deformace unášече satelitů. Z obrázku je patrné, že největší deformace $y_{max} = 0,274$ [mm] se nachází v místě uložení osy satelitu vůči připevnění unášече k bubnu kola.

Ovšem pro správnou funkci dílů kolové redukce (správného záběru ozubení, funkce jehlového ložiska) je spíše vypovídající relativní deformace v místě uložení osy satelitu v unášечи. Její velikost může ovlivnit optimalizaci závěru satelitů s centrálním kolem

případným zavedením úhlových modifikací ozubení. Z hodnot uvedených na obr. 7.14 vyplývá, že relativní deformace mezi těmito dvěma místy je $y_{rel} = 0,102$ [mm], což je značně menší hodnota než maximální deformace.



Obr. 7.13 Celkové deformace



Obr. 7.14 Deformace unášeče v místě uložení osy

7.5 Evolventní drážkování

K přenosu krouticího momentu z hnací osy na centrální kolo je použito evolventní drážkování, stejně jako při zachycení momentu zablokováného korunového kola. Umístění těchto evolventních drážkování je patrné obr. 7.15. Základní parametry a rozměry všech drážkování byly zvoleny dle ČSN 01 4952 z [6] a jsou vypsány v tab. 7.1. Pouze

„Drážkování 3“ není normalizované, ale je kontrolováno dle normy na nejbližší nižší hodnotě normalizovaného drážkování.

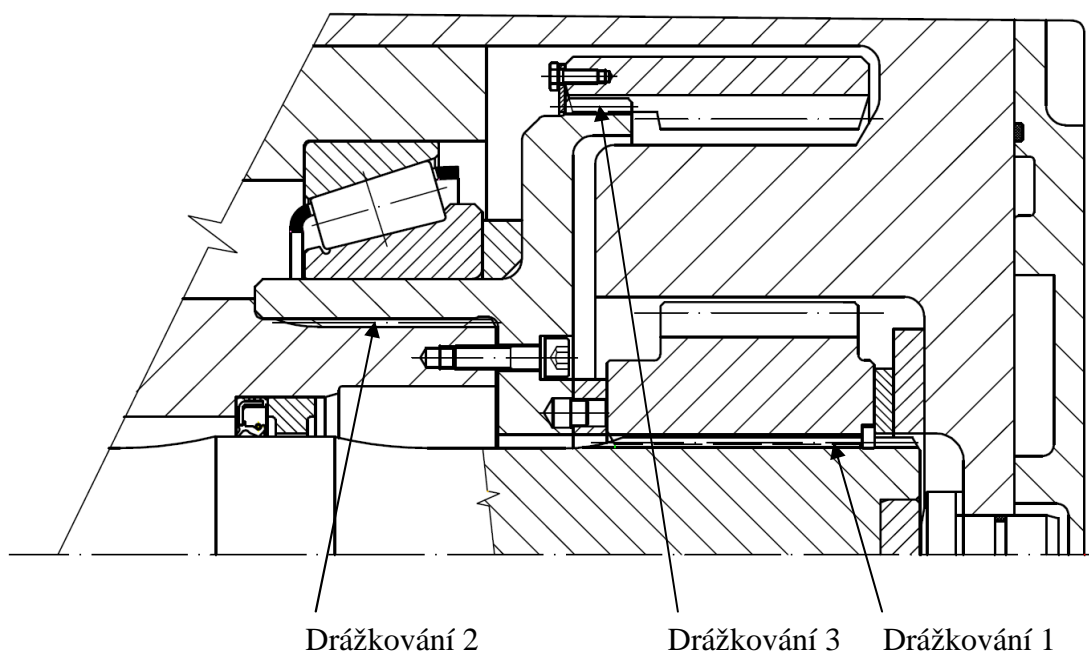
Kontrola drážkových spojů vychází z otlacení boků drážek. Tento kontrolní výpočet je proveden vzorově pouze pro spojení hnací osy s centrálním kolem (Drážkování 1) a ostatní spojení pomocí evolventního drážkování je vypočteno analogicky.

Dovolený měrný tlak p_{DOV} je volen dle [3] v závislosti na mezi pevnosti R_m na povrchu zubů a drážek. Dovolený tlak je odečítán pro menší hodnotu R_m hřídele a náboje pro pevné uložení.

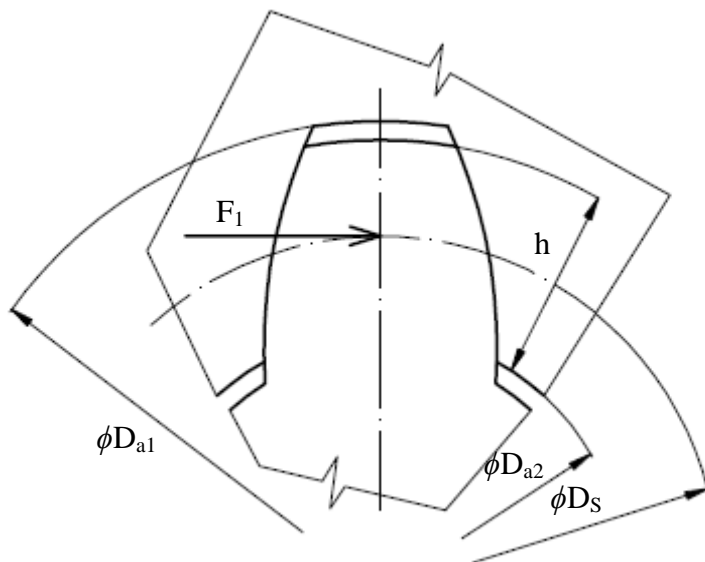
V tab. 7.2 jsou přehledně vypsány všechny důležité hodnoty a získané výsledky všech spojů evolventního drážkování.

Tab. 7.1 Vstupní parametry do výpočtu evolventního drážkování

Čís.	Označení drážkování	Jmenovitý průměr	Modul	Počet zubů	Činná délka drážkování	Zátěžný moment
		ϕD	m	z	l	M_K
		[mm]	[mm]	[-]	[mm]	[Nm]
1	60x2x9H/9f	60	2	28	75	13639,6
2	120x2x9H/9h	120	2	58	47	24596
3	210x4x9H/9h	210	4	51	17	24596



Obr. 7.15 Umístění drážkových spojů v kolové redukci



Obr. 7.16 Evolventní drážkování

Hlavový průměr hřídele

$$D_{a1} = D - 0,2 \cdot m = 60 - 0,2 \cdot 2 = 59,6 \text{ [mm]} \quad (7.39)$$

Hlavový průměr náboje

$$D_{a2} = D - 2 \cdot m = 60 - 2 \cdot 2 = 56 \text{ [mm]} \quad (7.40)$$

Střední průměr drážkování

$$D_s = \frac{D_{a1} + D_{a2}}{2} = \frac{59,6 + 56}{2} = 57,8 \text{ [mm]} \quad (7.41)$$

Zatěžující síla na jeden zub

$$F_1 = \frac{2 \cdot M_{K1}}{0,5 \cdot z \cdot D_s} = \frac{2 \cdot 13639,6 \cdot 10^3}{0,5 \cdot 28 \cdot 57,8} = 33711,3 \text{ [N]} \quad (7.42)$$

Společná výška drážkování

$$h = \frac{D_{a1} - D_{a2}}{2} = \frac{59,6 - 56}{2} = 1,8 \text{ [mm]} \quad (7.43)$$

Působící tlak ve spoji

$$p_1 = \frac{F_1}{h \cdot l} = \frac{33711,3}{1,8 \cdot 75} = 249,7 \text{ [MPa]} \quad (7.44)$$

Bezpečnost v otláčení

$$k_p = \frac{p_{DOV}}{p} = \frac{240}{249,7} = 0,961 [-] \quad (7.45)$$

Kontrola drážkového spoje byla provedena pro maximální zatížení. Dle [3] pro pevné uložení jsou minimální hodnoty výsledných bezpečností v otlacení $k_p \cong 0,8 \div 1,0 [-]$. Z tab. 7.2 vyplývá, že výsledné bezpečnosti nepřekračují minimální hodnoty a evolventní drážkování vyhovuje.

Tab. 7.2 Vypočtené hodnoty evolventního drážkování

Označení drážkování			1	2	3
Jmenovitý průměr	ϕD	[mm]	60	120	210
Modul	m	[mm]	2	2	4
Počet zubů	z	[-]	28	58	51
Činná délka drážkování	l	[mm]	75	47	17
Mez pevnosti materiálu R_m	Hřídél	[MPa]	950	640	640
	Náboj	[MPa]	1050	640	1050
Uložení drážek			pevné	pevné	pevné
Zátěžný moment	M_K	[Nm]	13639,6	24596	24596
Dovolený tlak	p_{dov}	[MPa]	240	190	190
Vypočtený tlak	p	[MPa]	249,7	170,2	153,3
Bezpečnost v otlacení	k_p	[-]	0,961	1,116	1,239

8 Závěr

V této diplomové práci bylo navrženo konstrukční řešení kolové části zadní nápravy těžkého nákladního automobilu s použitím pravé planety, jako náhrada za stávající řešení s nepravou planetou.

V úvodu diplomové práce bylo provedeno řešení uzlů kolových částí nákladních automobilů a byl vysvětlen rozdíl mezi pravou a nepravou planetou. Dále byla provedena rešerše provedení těchto kolových redukcí u světových automobilek.

Druhá část byla věnována návrhu ozubení planetového soukolí. Následně se stanovilo zatížení kola kolové redukce vycházející ze zadání a byl proveden výpočet sil v ozubení. V navrhovaném uzlu byl proveden geometrický a pevnostní výpočet všech ozubených kol v převodu. U navrhované převodovky byla dodržena podmínka smontovatelnosti, souososti a byla provedena kontrola kolize satelitů. Výsledné bezpečnosti v ohybu a dotyku pevnostního výpočtu ozubení pro jednotlivé soukolí jsou vyhovující.

Třetí část diplomové práce se zabývá pevnostními výpočty důležitých součástí uzlu, jako jsou osy, ložiska, šrouby, unášec satelitů a drážkové spoje. U osy satelitu byla provedena statická kontrola na ohyb a porovnána s metodou konečných prvků. Dále u této součásti byla provedena únavová kontrola na ohyb a smyk a kontrola na otláčení. V této diplomové práci byla také staticky zkontrolována jehlová ložiska. Pro zajištění předpětí spoje byly v kolovém uzlu navrženy předepjaté šrouby. Unášec satelitů byl zkontrolován metodou konečných prvků.

Lze konstatovat, že všechny cíle vytýčené v úvodu diplomové práce byly beze zbytku splněny.

9 Seznam použité literatury

- [1] BOHÁČEK, F. A KOL.: *Části a mechanismy strojů III: Převody*. 2. upravené vydání. Brno: VUT, 1987. 267 s. ISBN -55-618-87.
- [2] BOLEK, A., KOCHMAN, J. A KOL.: *Části strojů, 1. a 2. Svazek*. Technický průvodce 8. SNTL Praha, 1989 a 1990.
- [3] DEJL. Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. – Spojovací části strojů*. Ostrava, Montanex a.s., 2000. 225 s. ISBN 80-7225-018-3.
- [4] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře – části spojovací* Ostrava, VŠB – TU Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [5] KALÁB, K.: *Návrh a výpočet spojů pro přenos krouticího momentu z hřídele na náboj*. Ostrava, vysokoškolská příručka VŠB – TU Ostrava, 2003.
- [6] KŘÍŽ, R.: *Strojnické tabulky II. – pohony*. Ostrava, Montanex, a.s., 1997, ISBN 80-85780-51-8
- [7] MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava, VŠB – TU Ostrava, 2005. 64 s. ISBN 80-248-0878-1.
- [8] MORAVEC, V., PIŤÁČEK, D.: *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí*. Ostrava, VŠB – TU, 2007. 102 s. ISBN 80-248-0980-9.
- [9] MORAVEC, V.: *Konstrukce strojů a zařízení II. Ozubená kola*. Ostrava, Montanex, a.s., 2001. 302 s. ISBN 80-7225-051-5.
- [10] MORAVEC, V.: *Mechanické a hydraulické převody: Mechanické převody*. 2. Vydání. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2008. 109 s. ISBN -80-248-1057-7.
- [11] NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů – spoje*. Ostrava, skriptum VŠB – TU Ostrava, 2002.
- [12] NĚMČEK, M.: *Vybrané problémy geometrie čelních ozubených kol*. Ostrava, Montanex a.s., 2003. 143 s. ISBN 80-7225-111-2.
- [13] ŘASA, J., ŠVERCL, J.: *Strojnické tabulky 1 – pro školu a praxi*. Praha, Scientia, spol. s r.o., 2004, ISBN 80-7183-312-6.
- [14] ČSN 01 4686 Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol.
- [15] ČSN 01 4955 Drážková spojení evolventní s úhlem profilu 30°. Jmenovité rozměry a měřené veličiny., 1981.
- [16] LOŽISKA INA [online]. [citováno 2010-05-02]. Dostupné z WWW: <http://www.schaeffler.cz/content.schaeffler.cz/cs/products/index.jsp>.
- [17] MAN [online]. [citováno 2010-03-21]. Dostupné z WWW: <http://www.man-mn.cz/cz/cz.jsp>.

- [18] MERCEDES [online]. [citováno 2010-03-22]. Dostupné z WWW: http://www4.mercedes-benz.com/truck/tyct09/index_cz_CZ.html#/nav/home.
- [19] Osobní stránky: doc. Ing. Zdeněk Folta, Ph.D. [online]. [citováno 2010-04-05]. Dostupné z WWW: <http://www.347.vsb.cz/staff/folta/menu.htm>.
- [20] SCANIA [online]. [citováno 2010-03-25]. Dostupné z WWW: <http://www.scania.cz/>.
- [21] SKF Group [online]. [citováno 2010-03-29]. Dostupné z WWW: http://www.skf.com/portal/skf_cz/home?lang=cs.
- [22] TATRA [online]. [citováno 2010-03-22]. Dostupné z WWW: http://www.tatra.cz/web_cz/default.asp.
- [23] Typy nápravových převodovek [online]. [citováno 2010-01-10]. Dostupné z WWW: http://cs.wikipedia.org/wiki/N%C3%A1pravov%C3%A1_p%C5%99evodovka#Konstrukce.

Použité programové vybavení

- [24] ANSYS, Inc.: *Ansys 11 - Workbench*.
- [25] AUTODES, Inc.: *Autodesk Inventor Profesional 2009*.
- [26] AUTODES, Inc.: *AutoCAD Mechanical 2009*.
- [27] NĚMČEK, M.: *ČSNw. Program pro pevnostní výpočet ozubení*. Ostrava, VŠB – TU Ostrava, 2009.
- [28] NĚMČEK, M.: *Geometrie. Program pro výpočet ozubení*. Ostrava, VŠB – TU Ostrava, 2009.
- [29] NĚMČEK, M.: *Planeta. Program pro stanovení počtu zubů planetových převodů*. Ostrava, VŠB – TU Ostrava, 2009.
- [30] NĚMČEK, M.: *Profil. Program pro sledování záběru*. Ostrava, VŠB – TU Ostrava, 2009.

SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace:

Výkres sestavy: KOLOVÁ REDUKCE, číslo výkresu: DP – UHE060 – 01

Výrobní výkres: OSA SATELITU, číslo výkresu: DP – UHE060 – 04

Výrobní výkres: SATELIT, číslo výkresu: DP – UHE060 - 06

Přílohy:

- Příloha č. 1 Výstup z výpočtu geometrie ozubení centrálního kola a satelitu
- Příloha č. 2 Výstup z výpočtu geometrie ozubení korunového kola a satelitu
- Příloha č. 3 Výsledky pevnostního výpočtu ozubení centrálního kola a satelitu
- Příloha č. 4 Výsledky pevnostního výpočtu ozubení korunového kola a satelitu

PODĚKOVÁNÍ

„Velmi děkuji panu prof. Dr. Ing. Miloši Němčkovi za ochotu a čas strávený při vedení diplomové práce. Děkuji také mým rodičům a mému příteli za podporu při studiu.“

Bc. Lenka Uherková